

VŠB – Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra částí a mechanismů strojů

Návrh nového řešení páky ruční brzdy lokomotivy řady T334

New Design of Hand-lever for the T334 Locotractor Brake

Student:

Jan Lindovský

Vedoucí bakalářské práce:

Ing. Milena Hrudíčková, Ph.D.

Ostrava 2012

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou bakalářskou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího bakalářské práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě

podpis studenta

Prohlašuji že,

- jsem byl seznámen s tím, že na moji bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě bakalářskou práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že diplomová (bakalářská) práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího bakalářské práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – bakalářskou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě

podpis studenta

Jméno a příjmení autora práce:

Jan Lindovský

Adresa trvalého pobytu autora práce:

Osvobození 55, Čavisov, 747 64

Poděkování

Velmi rád bych poděkoval paní Ing. Mileně Hrudíčkové, Ph.D. za její odborné vedení mé bakalářské práce, cenné rady, postřehy, ochotu a trpělivost.

Děkuji také vedení a konstrukční části firmy Arrow line a.s. za možnost spolupráce, účasti na projektech, včetně mé bakalářské práce a za technické připomínky z praxe.

A v neposlední řadě děkuji všem vyučujícím za, dobu mého studia, jak z VŠB-TUO, tak také z SPŠ Ostrava-Vítkovice.

ANOTACE BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

LINDOVSKÝ, J. *Návrh nového řešení páky ruční brzdy lokomotivy řady T334: bakalářská práce*. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra částí a mechanismů strojů, 2012, 50 s. Vedoucí práce: Ing. Milena Hrudíčková, Ph.D.

Bakalářská práce se zabývá návrhem nového řešení ovládání ruční brzdy a přemístěním uložení otočné páky ruční brzdy. Na začátku práce jsou představeny způsoby řešení ruční brzdy jiných typů kolejových tahačů. Po zvážení prostorového uspořádání a vhodnosti řešení, bylo vytvořeno vhodné konstrukční řešení. Pro dané řešení byly početně zkontrolovány hlavní součásti dotčené změnou silových poměrů.

ANNOTATION OF BACHELOR THESIS

LINDOVSKÝ, J. A new proposal for the T 334 loco tractor hand-lever. *Bachelor thesis*. Ostrava: VŠB – Technical University Ostrava. Faculty of Mechanical Engineering. Department of Machine Parts and Mechanisms. 2012, 50 s. Lead: Ing. Milena Hrudíčková, Ph.D.

The bachelor thesis deals with the design of the new hand-lever and its handling by moving the placement of the turning lever of the handbrake. In the beginning there are presented methods of dealing with other handbrakes of rail movers. Baring the special arrangement a suitable constructional solution was made. For said solution, the main parts affected by the change in force were numerically checked.

Obsah

1	Úvod	11
2	Umístění řešených uzlů ruční brzdy v lokomotivě	12
2.1	Kolejový tahač řady T 334	12
2.2	Umístění sestavy brzdného mechanismu v lokomotivě	13
2.3	Popis brzdného mechanismu	14
2.4	Prostor vymezený pro uložení inovace ovládaní ruční brzdy	16
2.5	Přibližná poloha ložiska otočné páky po změnách.....	17
3	Řešení ovládaní a mechanismu ruční brzdy jiných kolejových tahačů.....	18
3.1	Mechanismus brzdy kolejového tahače řady T 221	18
3.2	Mechanismus brzdy čtyřnápravové lokomotivy A 415	19
3.3	Mechanismus brzdy vagonu Bdmtee.....	20
3.4	Volba mechanismu.....	20
4	Původní ovládaní ruční brzdy a uložení převodového mech. v řídicím pultu.....	22
5	Nové řešení ovládaní ruční brzdy	24
5.1.1	Popis výsuvného mechanismu ovládaní ruční brzdy	25
5.1.2	Nové uložení ovládaní ruční brzdy a ozubeného převodu.	27
5.1.3	Úprava uložení vřetene a ozubeného kola	28
5.1.4	Propojení ovládaní ruční brzdy s ozubeným kuželovým převodem	28
5.1.5	Sestavení výsuvného mechanismu se sestavou vratidla	29
6	Nová poloha ložiska otočné páky	30
6.1	Změna táhel ruční brzdy a ramene otočné páky.....	31
7	Výpočtová část práce	32
7.1	Stanovení celkového převodového poměru ruční brzdy	32
7.2	Celková brzdná síla všech zdrží na brzděná kola.....	33
7.3	Výpočet dosažitelného sklonu v zabrzděném stavu	34

8	Výpočet hlavních sil zatěžujících mechanismus brzdy a pevnostní kontrola vybraných závislých částí.....	35
8.1	Výpočet momentu T_1 vyvozeného strojvůdcem na vratidlo ruční brzdy	35
8.2	Kontrola pera redukce a hřídelové části redukce.....	35
8.2.1	Kontrola pera redukce – otláčení.....	36
8.2.2	Kontrola hřídelové části redukce – krut	36
8.3	Výpočet sil v ozubení a jeho pevnostní kontrola	37
8.3.1	Výpočet sil na ozubení	37
8.4	Pevnostní kontrola soukolí dle ČSN 01 4686	38
8.5	Výpočet sil na vřetení ruční brzdy a pevnostní kontrola vřetene	38
8.6	Kontrola platnosti podmínky samosvornosti závitu	39
8.7	Výpočet osově síly F_o na vřetení	40
8.7.1	Rovnice momentových účinků na vřeteno:	40
8.7.2	Silový rozbor na hlavním uzlu mechanismu	40
8.7.3	Výpočet reakcí v uložení vřetene od působení síly F_{vk}	42
8.7.4	Sestavení třecích momentů.....	42
8.7.5	Kontrola správnosti F_o	44
8.8	Účinnost závitu vřetene	44
8.9	Kontrola vřetene a otláčení závitu kamene.....	45
8.9.1	Pevnostní kontrola vřetene (šroubu) dle Guesta	45
8.9.2	Kontrola závitu kamene.....	45
8.9.3	Kontrola čepu kamene na ohýb.....	46
8.10	Výpočet zatížení a kontrola hřídele otočné páky ruční brzdy	46
8.11	Kontrola svaru ramene páky	48
9	Závěr.....	49

Seznam použitého označení, zkratek, termínů apod.

m [kg]provozní hmotnost lokomotivy
g [$m \cdot s^{-2}$]konstanta gravitačního zrychlení
i_H [–]celkový převodový poměr
i_{PA} [–]převodový poměr pákoví
i_S [–]převodový poměr kuželového soukolí
i_K [–]převodový poměr mezi roztečnou kružnicí rukojetí vratidla a posuvu kamene brzdy
F_B [N]celková brzdná síla na všechny zdrže
η_H [–]celková předpokládaná účinnost ruční brzdy předepsaná dle [1]
F_K [N]síla rukou působící na vratidlo
F_F [N]max. síla vratné pružiny pneumatického brzdného válce
i_P [–]převodový poměr pákoví od vratné pružiny, výpočet výše
η_P [–]předpokládaná celková účinnost pákoví, daná dle [1]
F_R [N]síla vratné pružiny zdrže
i_{ms} [‰]dosažitelný sklon samostatně stojící lokomotivy
μ_{stat} [–]součinitel tření mezi zdrží a kolem nápravy daný dle [1]
r_m [m]střední poloměr brzdění daným typem brzdy
r_h [m]poloměr použitého kola
F_K [N]síla kliky vyvozená strojuvůdcem
T_1 [$N \cdot m$]ovládací točivý moment – vstupní
T_2 [$N \cdot m$]točivý moment vřetene
p [MPa]skutečný tlak na stykové ploše dané součásti
p_D [MPa]dovolený tlak na stykové ploše dané součásti
F_{o1} [N]síla působící v těžišti stykové plochy redukce s těsným perem
S_i [m^2]průřezová plocha součásti
l' [m]výpočtová nosná délka pera
t [m]hloubka drážky pro pero těsné
r_1 [m]poloměr působení síly F_{o1}
d_1 [m]výpočtový průměr hřídele
τ_i [MPa]skutečné smykové napětí součásti
τ_{kD} [MPa]dovolené smykové napětí
W_k [mm^3]průřezový modul pružnosti v krutu
W_o [mm^3]průřezový modul pružnosti v ohybu
π [–]Ludolfovo číslo
η_u [–]odhadovaná účinnost ovládání ruční brzdy
m_n [mm]normální modul ozubení
α_t [°]úhel záběru kuželového soukolí

$F_{t1,2}$ [N]tečné síly na ozubení
 $F_{r1,2}$ [N]radiální síly ozubení
 $F_{a1,2}$ [N]axiální síly ozubení
 F_{N1} [N]normální síly ozubení
 S_H [–]bezpečnost ozubení v dotyku
 S_F [–]bezpečnost ozubení v ohybu
 F_O [N]osová síla pohybového šroubu.
 φ' [°]třecí úhel závitu
 ψ [°]úhel stoupání závitu
 M_{Ti} [N · m]třecí moment příslušného místa
 M_{Tz} [N · m] ...třecí moment na závitu
 F_P [N]síla páky
 F_{tP} [N]třecí síla páky
 F_{vk} [N]výsledná síla na kameni
 F_{vKA} [N]axiální složka výsledné síly na kameni
 F_{vKR} [N]radiální složka výsledné síly na kameni
 $F_{ra1,2}$ [N]reakce v radiálních ložiscích uložení vřetene
 d_{ti} [m]třecí průměry příslušných ložisek
 F_{ti} [N]třecí síly působící na třecích průměrech
 F_{tz} [N]třecí síla působící na třecím průměru závitu
 σ_{redi} [MPa] ...redukované napětí součásti
 σ_{dov} [MPa]dovolené napětí v tlaku/tahu součásti
 σ_{oD} [MPa]dovolené napětí v ohybu součásti
 σ_{Di} [MPa]skutečné tlakové/tahové napětí součásti
 σ_{oi} [MPa]skutečné ohybové napětí součásti
 τ_{sd} [MPa]dovolené napětí pro smyk
 R_e [MPa]mez kluzu materiálu
 ks [–]bezpečnost
 z [–]počet možných závitu
 $F_{\check{c}}$ [N]síla působící na čep kamene
 F_X [N]síla táhla do ramene
 $F_{X,Y}$ [N]složky síly F_x
 F_P' [N]síla přenesená otočnou pákou
 T_H [N · m]točivý moment přenášený otočnou pákou
 ϕd_{sv} [mm]vnější průměr nosné výšky svaru sklopené do roviny pohledu
 ϕd_H [mm]průměr hřídele otočné páky v místě napojení ramene

1 Úvod

Téma mé bakalářské práce se pohybuje v prostředí kolejové dopravy. Již delší dobu mám možnost spolupracovat s firmou Arrow line a.s. Zde působím jako praktikant. Tato společnost se mimo jiné zabývá repasováním a inovacemi starých kolejových tahačů. U projektu kolejového tahače řady T 334 jsem se dostal k inovaci části brzdného mechanismu. Jednalo se o ruční (parkovací) brzdu. Tato inovace se prováděla ze dvou důvodů. Prvním bylo osazení nové pozměněné kabiny obsluhy na původní rám s podvozkem lokomotivy. A druhým důvodem bylo neuspokojivé stávající prostorové řešení ovládání ruční brzdy, včetně jejího uložení v řídicím pultu. V této práci jsem si stanovil následující cíle:

Stanovené cíle práce:

- × analyzovat původní řešení mechanismu ruční brzdy,
- × vyřešit zabudování do řídicího pultu,
- × navrhnout úpravy dílčích prvků ovládacího mechanismu brzdy,
- × stanovit převodový poměr pákovi pozměněného ovládacího mechanismu,
- × určení nového dosažitelného sklonu lokomotivy
- × provést nezbytné kinematické a silové výpočty ovládacího mechanismu,
- × provést pevnostní kontrolu nově navržených nosných částí ovládacího mechanismu,
- × zpracovat výkresovou dokumentaci v rozsahu výkresu sestavení a dílenských výkresů vybraných dílů.

2 Umístění řešených uzlů ruční brzdy v lokomotivě

Pro lepší orientaci Vás v této kapitole seznámím s umístěním řešených celků v celkovém pohledu lokomotivy.

2.1 Kolejový tahač řady T 334

Kolejový tahač neboli lokomotiva řady T 334 (obr. 2.1 a 2.2) patří ke větším kolejovým tahačům, které firma Arrow line a.s. repasuje. Ze starých lokomotiv se především zachovává hlavní konstrukce rámu a podvozek, které v případě nutnosti prochází nutnou repasí. Tahače se vybavují novou kabinou obsluhy, ostatní kapotáží s novým příslušenstvím a pohonnými jednotkami. Tahače jsou určeny k posunování nákladů v kolejišti v rámci podniků jako např. Arcelor Mitall, Vítkovice Machinery Group, apod.



Obr. 2.1 Renovovaný kolejový tahač T 334 [9]

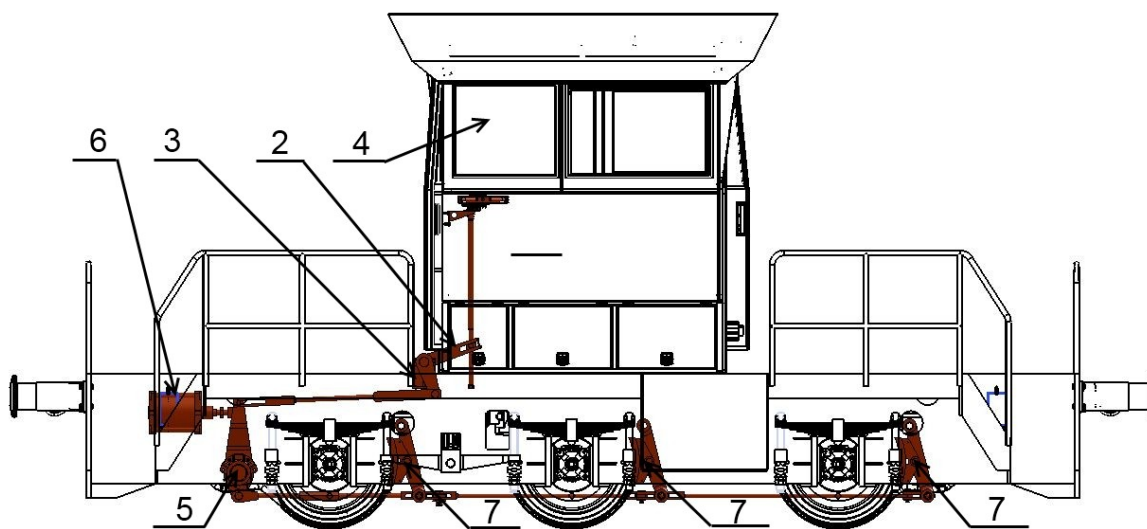
ZÁKLADNÍ TECHNICKÉ ÚDAJE	
	
Uspořádání dvojkolí	C
Průměr dvojkolí	1000 mm
Rozměry: š x v x d přes nárazníky	3070 x 4035 x 9440 mm
Celková hmotnost	42 t
Maximální tažná síla	do 120 kN
Jmenovitý výkon	do 300 kW
Pojezdová rychlost	10 km/h
Nejmenší poloměr projížděného oblouku	80 m

Obr. 2.2 Technické údaje T 334 [9]

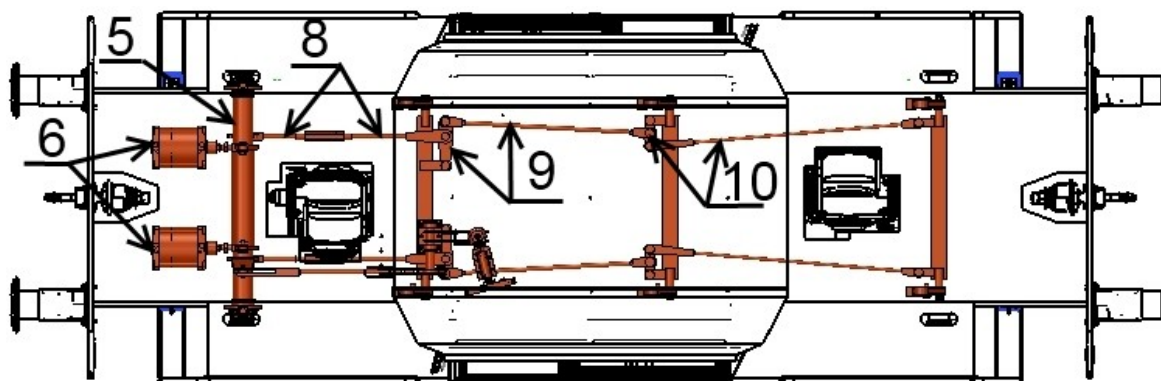
Tyto kolejové tahače mohou být poháněny několika typy pohonných jednotek. Z pravidla jsou akumulátorové. Přinášejí velkou mobilitu, ekonomičnost a ekologický provoz. Možné je zapojit dieselgenerátor, který se často využívá u hybridního pohonu. Provoz je možno uskutečnit i přímým napájením, a to buď trolejovým či pomocí napájecího kabelu. Ten ale velmi omezuje manipulační prostor tahače a využívá se spíše u menších zařízení.

2.2 Umístění sestavy brzdného mechanismu v lokomotivě

Na obrázcích 2.3 a 2.4 vidíme lokomotivu řady T 334, která je vybavena ruční a tlakovou brzdou. Ruční brzda je pomocí otočné kliky – tzv. vratidla, navazujícího šroubového mechanismu – tzv. vřetena (poz.1) a tzv. otočné páky (poz.2) včetně uložení páky (poz.3) ovládaná ze stanoviště strojvedoucího (poz.4). V rámu lokomotivy u krajní nápravy je příčně uložen převodový pákový hřídel brzdy (poz.5). V hlavním rámu jsou uloženy dva brzdové pneumatické válce (poz.6) o průměru 13", které tlakem na příčné páky pootáčí hlavním brzdným hřídelem s pákami a přenášejí brzdný účinek na soustavu táhel (poz.8 až 10) ovládajících zdrže jednotlivých náprav. Brzděna jsou všechna kola jednostranně jednočinnými zdržemi (poz.7). Detailně je celý mechanismus popsán v následující kapitole 2.3.



Obr. 2.3 Umístění brzdného mechanismu - pohled A



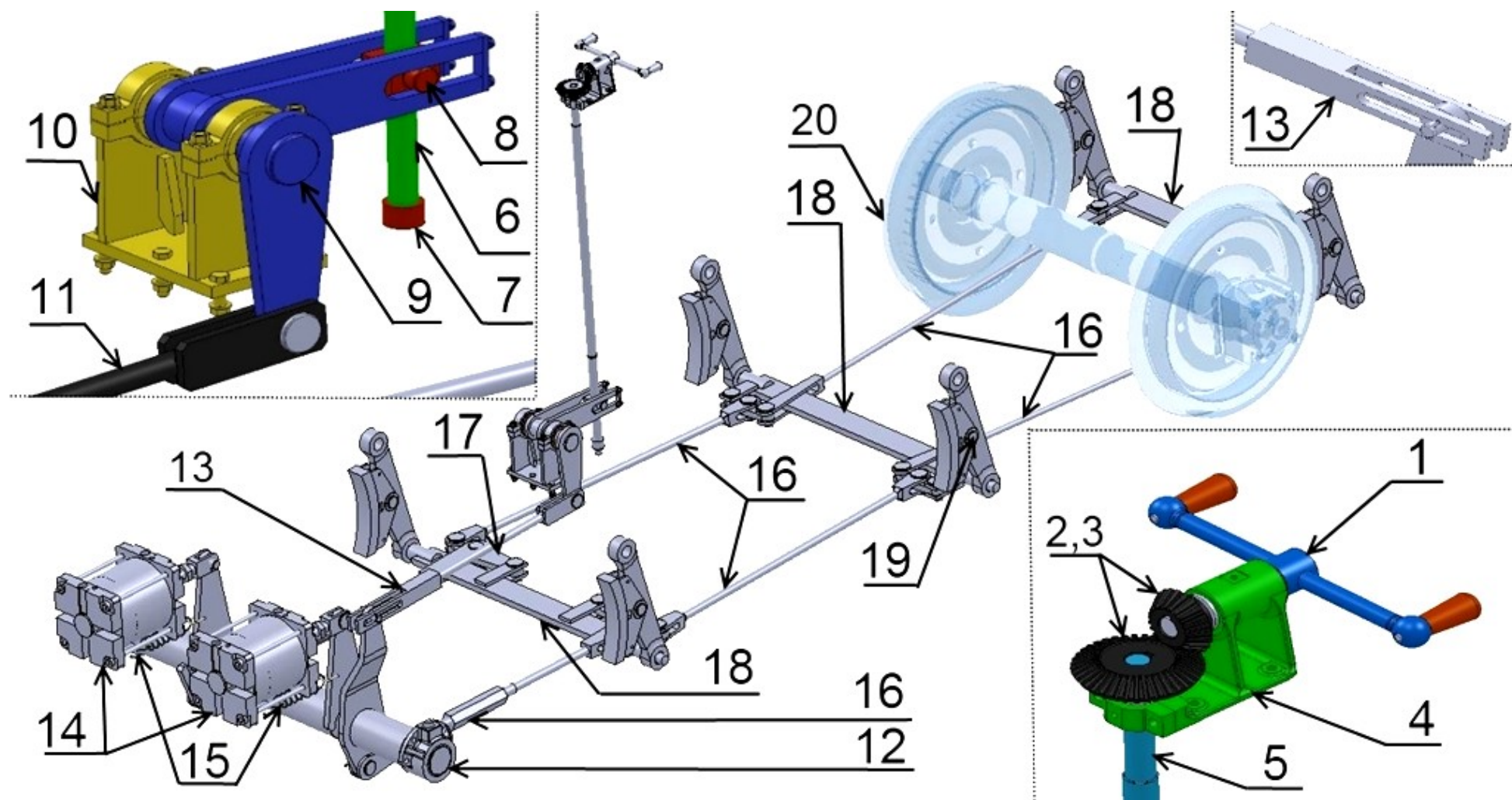
Obr. 2.4 Umístění brzdného mechanismu - pohled B

2.3 Popis brzdného mechanismu

Zde bych rád uvedl popis základních částí brzdného mechanismu a jejich kinematiky. Kinematické a rozměrové schéma ruční brzdy je uvedeno samostatně v příloze [A]. Popis je proveden od ovládání ruční brzy po brzdovou zdrž kola dle níže uvedeného obrázku 2.5.

Brzdný mechanismus parkovací brzdy je ovládán ručně v kabině strojvůdce pomocí otočné kliky se dvěma pákami – tzv. vratidla. Vratidlo je možno uložit do samostatného pultu nebo je můžeme integrovat do hlavního řídicího pultu. Brzdný moment je vyvozován pomocí rukou strojvůdce tlakem na rukojeti vratidla (poz.1). To je uloženo v tzv. ložisku brzdy (poz.4) a propojeno na kuželový ozubený převod mechanismu (poz.2,3). Podrobnější popis ložiska brzdy je uveden v kapitole 4.1. Krouticí moment je prostřednictvím kuželového ozubeného soukolí přenášen na vřeteno (poz.5). Vřeteno je ve spodní části opatřeno dvouchodým rovnoramenným lichoběžníkovým závitem (poz.6, zeleně). Vřeteno je ve spodní části je vsazeno do patního ložiska (poz.7), které je svarovým spojem připevněno k podlahové části základního rámu. Při otáčení vřetene dochází k posouvání matice šroubového mechanismu - tzv. kamene (poz.8). Kámen je v podstatě těleso představující matici se dvěma čepy, kterými se přenáší vzniklá osová síla na šroubu do otočné páky (poz.9). Otočný bod páky tvoří ložisko otočné páky (poz.10), které se skládá z ložiskového domku a pouzder z materiálu Textgumoid (dle staré ČSN 64 4311). Těleso otočné páky je tvořeno dvojicí ramen, a coby zvrtná páka přenáší sílu z kamene na táhlo ruční brzdy (poz.11). Tato síla je přenášena na páky hlavního hřídele brzdy (poz.12). Z něj se dále přenáší na čep pohybující se v drážce dalšího táhla (poz. 13) a v krajních polohách ovládá brzdý mechanismus. Drážka je v táhle proto, aby bylo při běžném provozu umožněno používání tlakové brzdy, kdy dochází k pohybu hlavního hřídele působením brzdých válců (poz.14). Mechanismus musí mít možnost pohybu za klidového stavu ruční brzdy.

Pod brzdými válci jsou umístěny vratné tažné pružiny (poz.15), které vrací mechanismus do volného stavu. Hlavní brzdový hřídel je otočně uložen v postranicích hlavního rámu lokomotivy. Při pootočení hlavního hřídele vzniká v hlavních táhlech brzdného mechanismu (poz.16) tažná síla. Spolu s vahadly (poz.17) táhla tvoří vyrovnávací mechanismus brzdy. Tento vyrovnávací mechanismus je napojen na tzv. traverzy (poz.18). Na těchto traverzách jsou po obou stranách umístěny závěsy s brzdými zdržemi (poz.19). Závěs je uložen na čepu traverzy a v úchyty připevněném pevně k postranici rámu. Detail uložení závěsu a vahadla je znázorněn na obrázku 2.6. Síla z táhel přechází do traverzy, která vyvolá sílu na závěs. Konečná brzdá síla zdrže je vyvozována touto silou a přibližně působí v ose kola (poz.20, obr. 2.5), jak je znázorněno v příloze [A].

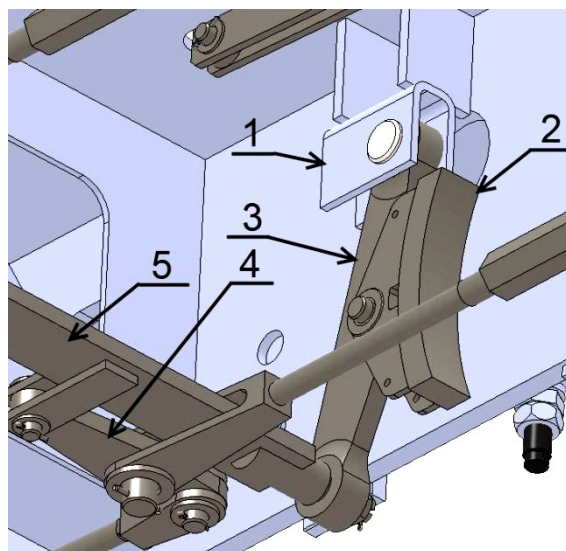


Obr. 2.5 Sestava brzdného mechanizmu

Detail uložení zdrže a vahadla

1. Úchyt zdrže připevněný k rámu
2. Brzdná zdrž
3. Závěs
4. Vahadlo
5. Traverza

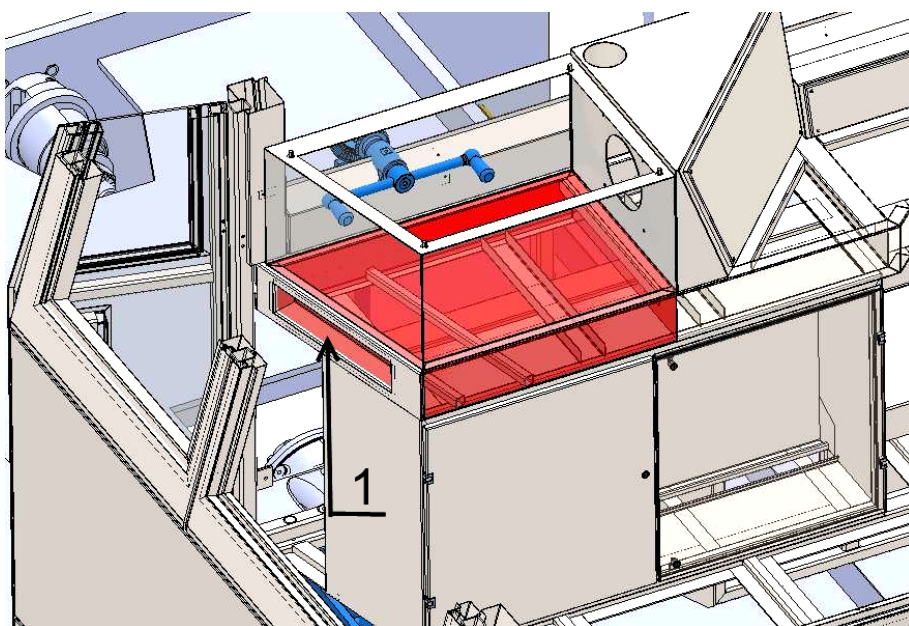
Závěs je na traverze nasazený na čepu a zajištěn korunovou maticí se závlačkou. V horní části je pomocí čepu spojen s úchytem připevněným svarem k rámu.



Obr. 2.6 Detail uložení závěsy a vahadla

2.4 Prostor vymezený pro uložení inovace ovládaní ruční brzdy

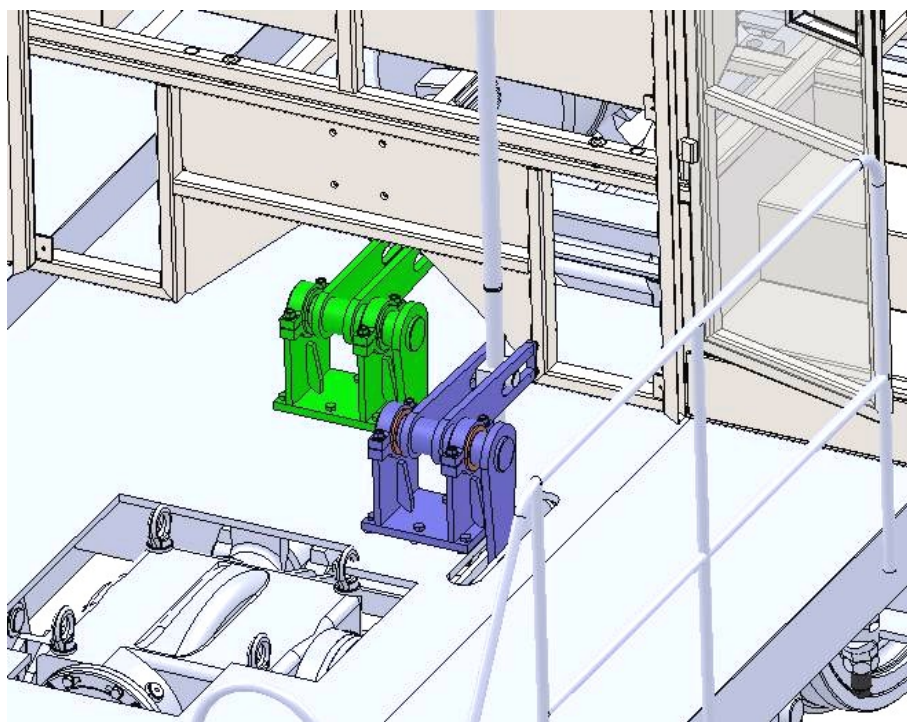
Jedním z cílů práce je navrhnout inovaci uložení nového ovládaní ruční brzy v novém řídicím pultu v kabině obsluhy. Na obrázku 2.7 je červeně vyznačen prostor, který byl pro nové umístění ovládaní ruční brzy a převodový mechanismus vymezen. Na obr. 2.7 je již vyobrazena část nové kabiny s řídicím pultem, která bude osazována na původní repasovaný rám kolejového tahače. Pro názornost je zobrazeno i původní staré ovládaní ruční brzy v původní poloze a je probarveno modře. Pozice č. 1 označuje otvor na straně řídicího pultu, kde bude podle mého návrhu uloženo nové vratidlo ruční brzy. Toto nové umístění vratidla umožní jeho snadnější ovládní.



Obr. 2.7 Vymezený prostor v ovládacím pultu

2.5 Přibližná poloha ložiska otočné páky po změnách.

Konstrukční uzel otočné páky a jejího uložení se bude řešit až závěrem této práce. Nová poloha otočné páky je podmíněná volbou převodového mechanismu a nově navrženým uložením převodového mechanismu ruční brzdy v řídicím pultu. Také se předem musí vyřešit samotné ovládání ruční brzdy. Na obrázku 2.8 je znázorněna modře původní poloha ložiska otočné páky a zeleně prokreslená nová přibližná poloha tohoto ložiska. V kolektivu konstrukčního týmu firmy byla konzultována tato přibližná poloha a shodli jsme se, že ložisko otočné páky by se mělo pohybovat mezi středem kabiny obsluhy a limitem samotného prostorového řešení ovládání ruční brzdy, které už částečně vychází z otvoru pro vratidlo (poz.1) na obr. 2.7. V této fázi je ještě možno zasahovat do částí konstrukce kabiny, které nejsou základními nosnými prvky. Poloha uložení ložiska otočné páky není tímto zásadně omezena.



Obr. 2.8 Přibližná nová poloha ložiska otočné páky (zeleně)

Pro získání dalších informací a také jako inspirace byla zpracována rešerše řešení ručních brzd u jiných typů kolejových tahačů, která je uvedena v následující kapitole.

3 Řešení ovládání a mechanismu ruční brzdy jiných kolejových tahačů

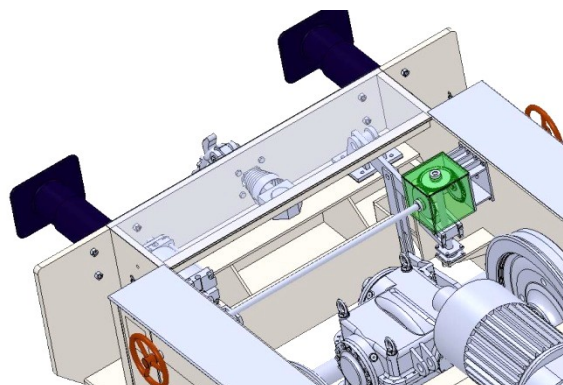
Jednotlivá řešení mechanismů ručních brzd u kolejových tahačů starších ročníků výroby, se kterými jsem přišel do styku, obvykle využívají v základu stejného principu a liší se jen v detailech. Větší konstrukční odchylky se odehrávají buď před převodovým mechanismem zajišťujícím převod točivého momentu na posuvný, nebo za ním. Tedy buď v ovládání ruční brzdy a jeho uložení v pultu obsluhy, případně v rámu tahače, nebo v samotné konstrukci pákoví a táhel.

3.1 Mechanismus brzdy kolejového tahače řady T 221

Tento tahač patří k menším o hmotnosti 24 t. Má dvě nápravy, nemá kabinu pro obsluhu a je ovládán z okolí.

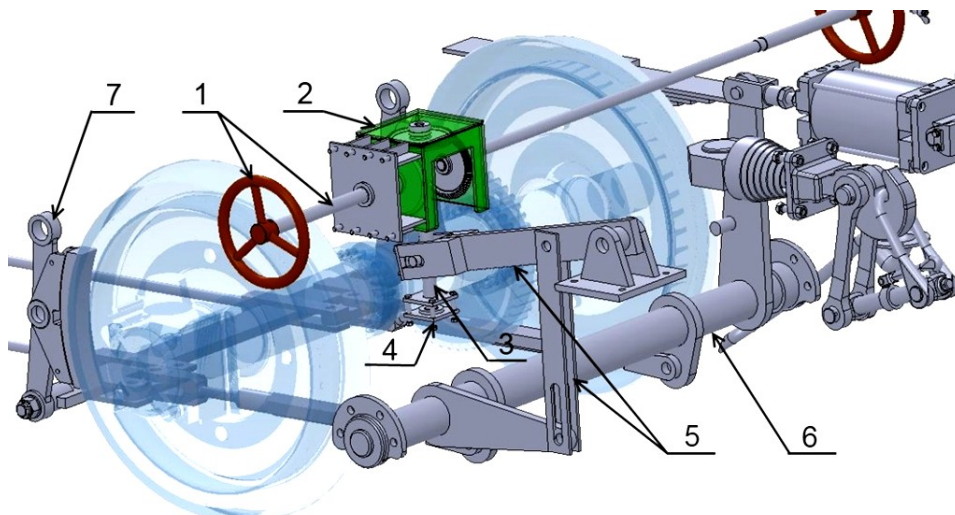


Obr. 3.1 Kolejový tahač T 221 [9]



Obr. 3.2 Pohled na ovládání brzdy T 221

Brzda je ovládána vratidlem a ovládací tyčí (poz.1) přístupnými z obou stran tahače. Tyč směřuje do skříně převodu (poz.2) s trojicí kuželových ozubených kol. Prostřední ozubené kolo je spojeno s vřetenem (poz.3) se závitem, na kterém je ovládací kámen jako u T 334. Ovládací síly se přenáší přes kámen a pákoví (poz.5) na hlavní brzdny hřídel (poz.6) a dále na tyčový mechanismus s traverzami se závěsem a zdrží (poz.7)



Obr. 3.3 Mechanismus brzdy T 221

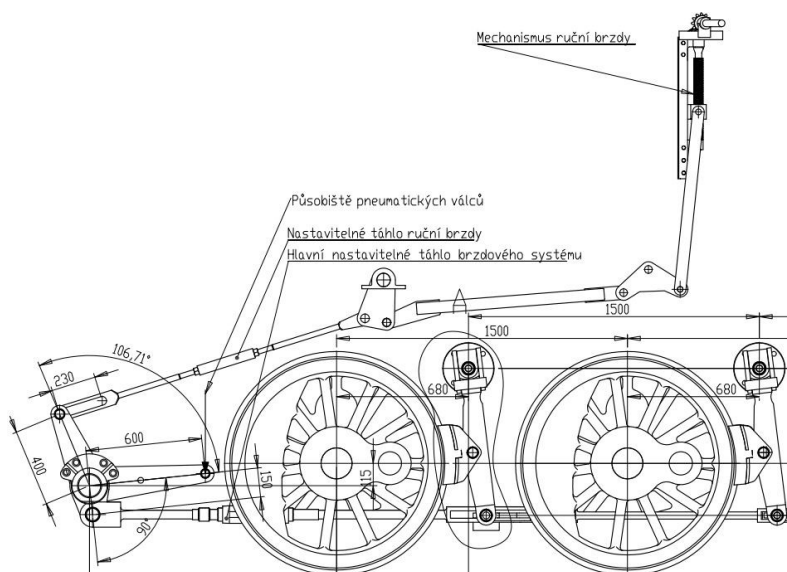
3.2 Mechanismus brzdy čtyřnápravové lokomotivy A 415

Tato lokomotiva je zástupce větších tahačů. Její hmotnost je 60 t, má čtyři nápravy. Pokud porovnáme brzdňý mechanismus lokomotivy T 334 obr. 2.5 a A415 (obr. 3.5), dojdeme k závěru, že jsou si oba mechanismy podobné v jejich hlavních uzlech. Menší odchylkou je mechanismus ruční brzdy obrázek. 3.6.

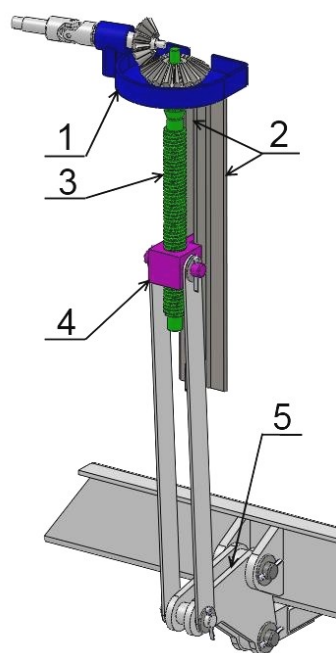


Obr. 3.4 Lokomotiva A 415

Mechanismus ruční brzdy čtyřkové lokomotivy je postaven také na principu převodu točivého momentu skrz kuželový ozubený mechanismus na vřeteno se závitem. Změna přichází v pojetí uložení vřetene a přenesení osově síly do pákovi. Uložení vřetene i ozubeného převodu je provedeno v jednom svařenci (poz.1) připevněném k L profilům (poz.2) v konstrukci kabiny. Osová síla na vřeteni (poz.3) se přenáší opět pomocí kamene pevně spojeného s táhly pákovi (poz.4). Síla dále přechází do mechanismu skrz změnovou páku (poz.5). Schéma hlavního pákové s ruční brzdou na obrázku 3.7.



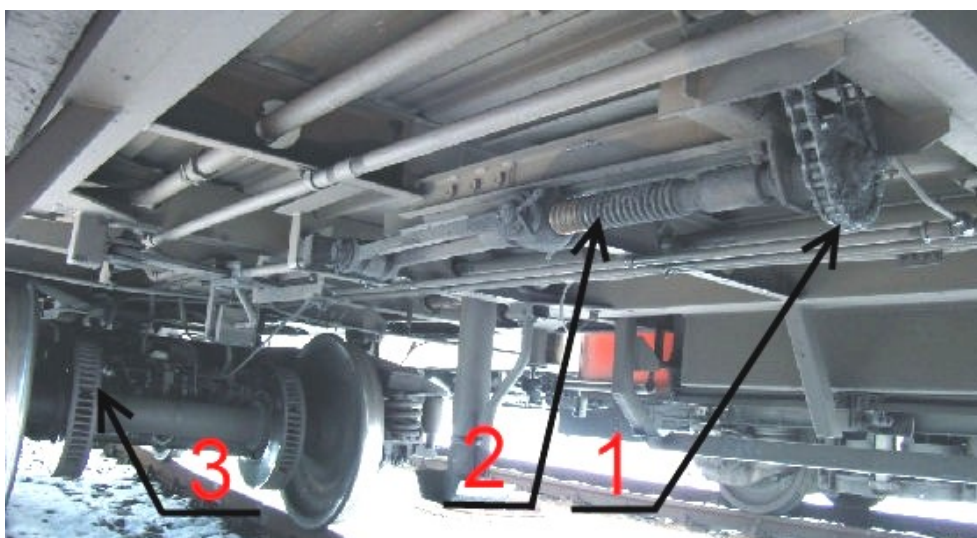
Obr. 3.5 Schéma pákoví A415



Obr. 3.6 Ruční brzda A415

3.3 Mechanismus brzdy vagonu Bdmtee

Princip mechanismu ruční brzdy u tohoto vagonu osobní přepravy z vozového parku Českých drah je možnou další alternativou. Jak je vidět na obrázku 3.5, přenos točivého momentu od vratidla, umístěného v nástupním prostoru, zajišťuje řetězový převod (poz.1). Ten otáčí vřetenem (poz.2) opatřeným lichoběžníkovým závitem. Po vřetení se pohybuje matice (kámen) napojená na další táhla a ovládací lano, které vede dál k čelistové brzdě (poz.3) na dvojkolí.



Obr. 3.7 Mechanismus ruční brzdy vagonu Bdmtee [11]

3.4 Volba mechanismu

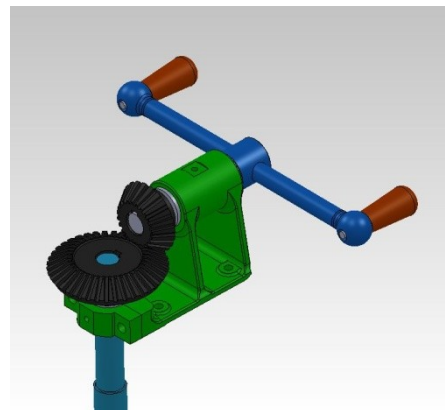
Na základě výše uvedených možností mechanismů jsem se rozhodl pro princip mechanismu z původního řešení T 334 s novým řešením uložení převodového mechanismu v řídicím pultě a inovací ovládání ruční brzdy. Důvody pro zachování původní myšlenky jsou následující:

- a) Využití původních dílů ozubeného převodu, ložiska otočné páky a využití původního vřetene po dílčích úpravách, především délkových, které vyplývají z výškového rozdílu původního řešení a nového řídicího pultu, jak je vidět na obr. 2.7.
- b) Nedostatek větší přidané hodnoty u jiných řešení a vysoká komplikovanost a nákladovost na novou výrobu. Především pro mechanismy popsané v kapitole 3.1 a 3.2.
- c) Mechanismus brzdy vagonu v kapitole 3.3 se zdá být vhodným, ale vyžadovalo by to poměrně velké úpravy jak rámu lokomotivy, tak kabiny obsluhy, s nimiž jsou spojeny velké finanční náklady. Tento mechanismus přináší velkou výhodu ve variabilitě převodu a nenáročnosti na prostor v řídicím pultě. Tato varianta by mohla být použita v nových projektech firmy.

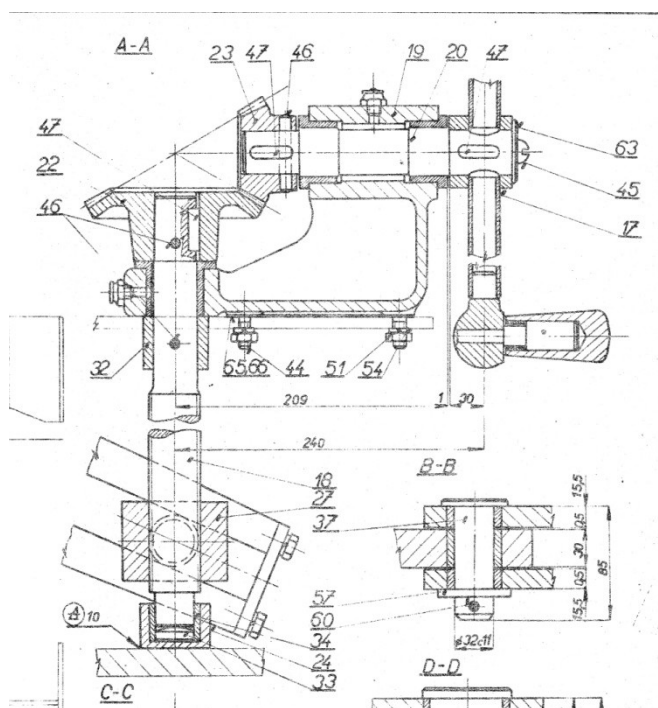
Bylo by možné uvažovat i o dalších inovacích. Především zaměnit princip vřetene se závitem a maticí (kamenem) za jiný typ převodu rotačního pohybu za posuvný. V úvahu přichází zmíněný řetězový převod s vřetenem, nebo aplikace hřebenového převodu. Vyloučil by se však velmi důležitý prvek, kterým je závit vřetene. Díky samosvornosti drží brzdu v zabrzděném stavu. U variant bez této samosvornosti by bylo nutné zajistit mechanismus proti povolení jiným způsobem. Principiálně odlišnou myšlenkou je použití hydraulicko-mechanického systému. Na hřídeli od vratidla by byla např. vačka, která by ovládala píst s vratnou pružinou v jednoduchém malém mechanickém čerpadle (např. plunžrovém). Hydraulický tlak by se přenášel jednoduše pryžovou hadicí na potřebné místo v mechanismu, kde by se hadice napojila na hydraulický válec, jehož pístnice by dál mohla ovládat pákoví. Tento systém by umožnil vysokou variabilitu, úsporu místa a poměrně velké silové účinky. Zápolem je náročnější údržba a nižší životnost hydraulického mechanismu ve srovnání s mechanickým.

4 Původní ovládání ruční brzdy a uložení převodového mech. v řídicím pultu.

Na obrázku 4.1 můžeme vidět původní konstrukční řešení ovládání a uložení převodového mechanismu v lokomotivě T 334. Detailní konstrukční řešení sestavy ložiska s kuželovým ozubeným převodem a vratidlem lze vidět na obr. 4.2. Takto byla zkrešlena sestava v původní výkresové dokumentaci [3]. Vratidlo je zde uloženo spolu s pastorkem (poz.23) uloženo na jednom hřídeli (poz.20) kluzně uloženém v bronzových pouzdrech.



Obr. 4.1 Ložisko brzdý s vratidlem



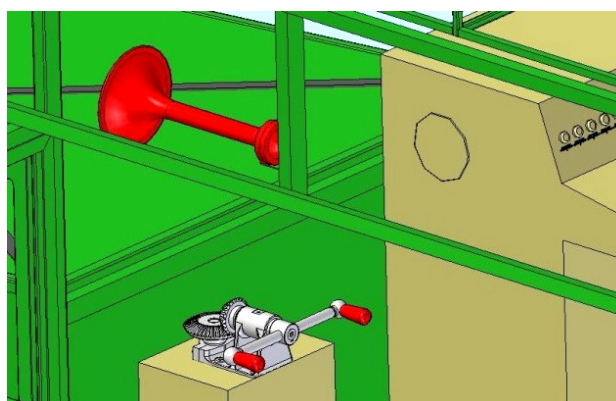
Obr. 4.2 Původní řešení v řezu [3]

Mazání je provedeno maznicí v těle ložiska brzdý. Kuželové soukolí pracuje pod úhlem os 90° . Tuto polohu zajišťuje odlitek těla ložiska brzdý (poz.19). Kolo (poz.22) je nasazeno na vřetení. Momenty jsou přenášeny pomocí spoje pero s drážkou. Proti axiálnímu posunu ozubení jsou kolo i pastorek jištěny kolíky (poz.46). Vřetení je upevněno v ložisku brzdý a v patním ložisku pevně u podlahy. V patním ložisku je bronzový kroužek (poz.34) jako

radiální ložisko a vložka se

zaoblenou hlavou (poz.33) pro lepší třecí poměry.

Na obr. 4.3 vidíme uložení ložiska brzdý v kabině. Uložení bylo provedeno v samostatně stojícím pultu vedle řídicího pultu. Ložisko brzdý je ukotveno čtveřicí šroubů (poz. 44, obr. 4.2) k horní desce pultu brzdý. Toto řešení, ač je konstrukčně jednoduché, zabírá příliš mnoho místa.



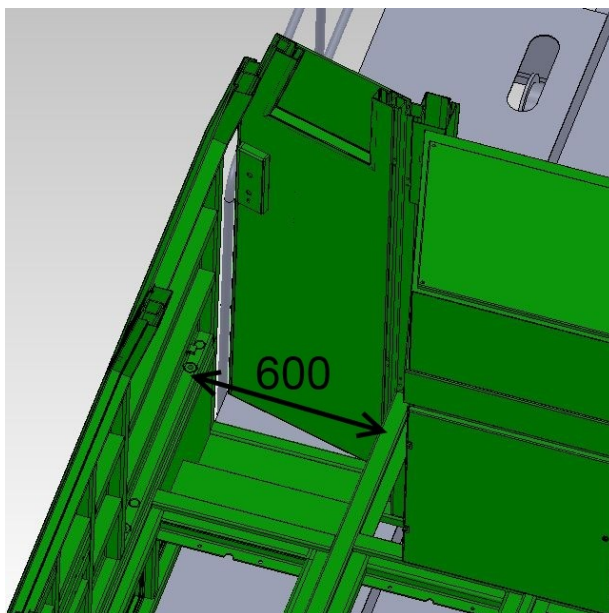
Obr. 4.3 Uložení ložiska brzdý a ovládání - staré

V původní T 334 hlavní ovládací pult nebyl tak velký jako v nynější renovaci z důvodu jednoduššího pohonu (méně elektroniky). Tak zbyl prostor pro toto konstrukční řešení ovládání ruční brzdy a jejího uložení.

V minulosti se již řešilo nové uložení ovládání ruční brzdy při jiném projektu. Součásti se použily původní až na ložisko ruční brzdy. Zůstalo však u uložení ovládání do samostatného pultu. Omezený prostor kabiny si vyžádal toto ovládání uložit pod úhlem (obr. 4.4). Jak je vidět na obr. 4.5, prostor pro vchod do kabiny je poměrně úzký, cca 600 mm. Vratidlo tedy je uloženo pod úhlem pro umožnění pohodlnějšího a bezpečnějšího vstupu a výstupu z kabiny obsluhy. Přesto tento stav nebyl zcela uspokojivý. Při novém projektu této renovace se tedy začalo uvažovat nad novým řešením ovládání ruční brzdy včetně jejího uložení v řídicím pultu, které by se mohlo aplikovat s minimálními změnami i na jiné typy kolejových tahačů.



Obr. 4.4 Vratidlo dřívější renovace



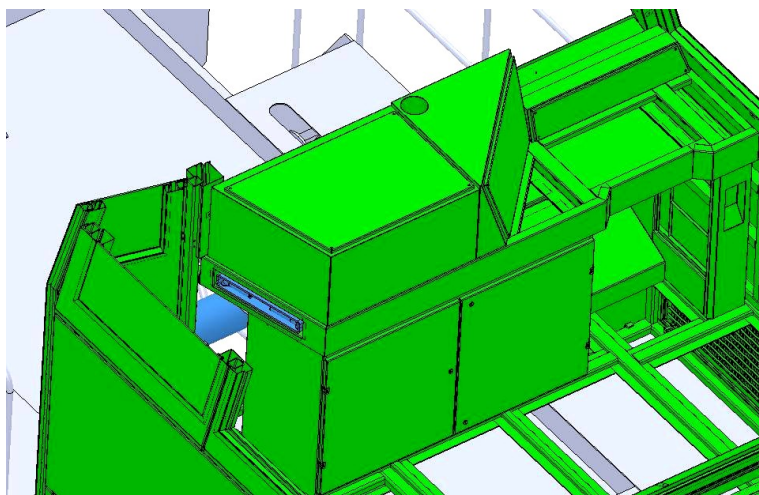
Obr. 4.5 Vstup do kabiny obsluhy

5 Nové řešení ovládání ruční brzdy

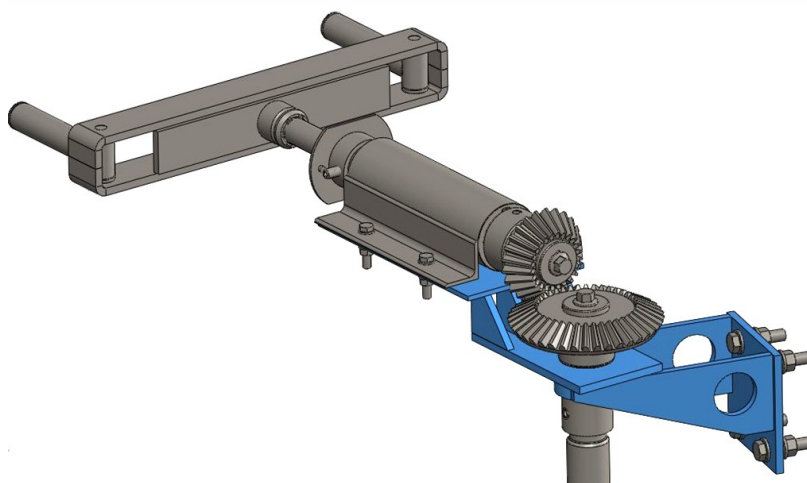
Ovládání ruční brzdy se muselo přizpůsobit novému ovládacímu pultu. Vymezený prostor, ve kterém má být nové ovládání, již byl vyznačen v obr. 2.7. Nový ovládací pult zaujímá maximální možný prostor podél čelní stěny kabiny obsluhy z důvodu přehledného uspořádání veškeré řídicí elektroniky a dobrého přístupu k jednotlivým modulům umístěných v pultu. Prostorové řešení ovládacího pultu v kabině je znázorněno v obr. 4.6. Pokud by se neprovedla inovace ovládání a usazení ruční brzdy do pultu, musel by se ovládací pult výrazně zkrátit a do vzniklého prostoru umístit jedno ze starších řešení ruční brzdy. Což se nezamlouvá ani konstruktérskému týmu ani zákazníkům.

Základní představou pro nové řešení byla myšlenka elegantně integrovat ovládání ruční brzdy přímo do ovládacího pultu. Nejlépe tak, aby po čas, kdy není potřeba manipulovat s ruční brzdou, ovládání nijak nepřesahovalo svými jednotlivými částmi vnější půdorys pultu.

Tuto základní myšlenku se podařilo poměrně dobře naplnit. Nové ovládání ruční brzdy bude ve výšce cca 830 mm nad podlahou kabiny. Jak je vidět na obr. 4.6 vratidlo (modře) je umístěno v boční zešíkmené části pultu a je zcela zapuštěno do konstrukce rámu pultu.



Obr. 5.1 Nové provedení ovládacího pultu v kabině



Obr. 5.2 Nové ovládání ruční brzdy s úchytem k rámu pultu

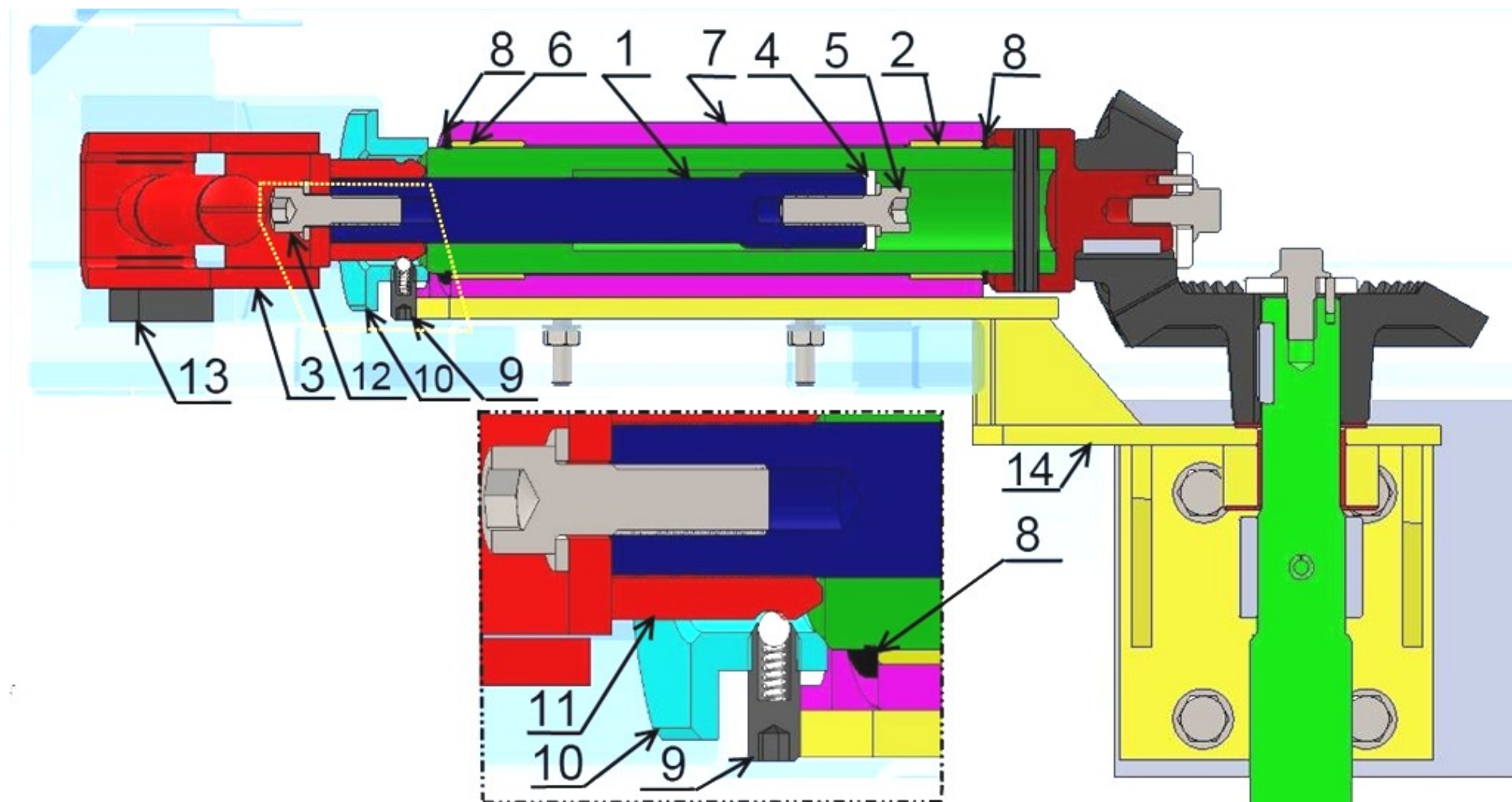
Tak nehrozí, že by o vratidlo mohl někdo nechtěně zavadit při odchodu z kabiny nebo při příchodu a případně se zranit. Aby mohlo být vratidlo takto zapuštěno, muselo se zkonstruovat jako výsuvné, aby bylo možno rukojeti vratidla pohodlněji ovládat.

5.1.1 Popis výsuvného mechanismu ovládání ruční brzdy

Jak můžeme vidět na obr. 5.3, výsuvný mechanismus ovládání ruční brzdy tvoří výsuvný hřídel s rovnobokým drážkováním (poz.1) spolu s otočnou trubkou opatřenou na jednom konci vnitřním drážkováním (poz.2). Výsuvný hřídel je připojen na sestavu vratidla (poz.3) pomocí šroubového spoje (poz.12). Ve chvíli, kdy strojvůdce bude chtít zatáhnout ruční brzdu, povytáhne si vratidlo. Při kontaktu drážkování na hřídeli s drážkováním v otočné trubce obsluha nalezne jemným pootočením vratidla správnou polohu pro zasunutí drážek a vytáhne celé vratidlo do mezní polohy. Tato poloha je zajištěna opěrným kroužkem (poz.4), který je připevněn šroubem (poz.5) na konci hřídele v otočné trubce a funguje tak jako „doraz“. Otočná trubka je uložena ve dvou kluzných ložiscích (poz.6). Celý výsuvný mechanismus ovládání je v tzv. upevňovací trubce (poz.7). Aby se otočná trubka nemohla dostat mimo upevňovací trubku, je axiálně pojištěna z obou stran pojistnými kroužky pro hřídele (poz.8). Po zabrzdění nebo odbrzdění brzdy obsluha vratidlo zatlačí zpět do pultu. To je v pultě proti samovolnému vysunutí zajištěno závrtným šroubem s integrovanou pružinou a kuličkou (poz.9). Tento šroubek je zašroubován do příruby pultu (poz.10). Kulička zapadá do drážky na drážkovém náboji (poz.11). A tak je určená druhá mezní poloha výsuvného mechanismu. Drážkový náboj má vnitřní rovnoboké drážkování, kterým je přenášen točivý moment z vratidla (poz.3).

Na bocích drážek a v samotném mechanismu při zatěžování vzniká malé tření, které by mělo zamezit nechtěnému samovolnému zasouvání celého ovládání. Proto nebyl řešen nějaký způsob aretace nebo pojistky této vysunuté polohy. Mimo toto na trati v podnicích se nevyskytují tak velké náklony, aby docházelo k tendenci zasunutí bez předešlé vnější akce. V myšlence způsobu používání ani není předpoklad, že by vysunutá poloha nastala mimo čas manipulace. Obsluha by měla dbát na zasouvání vratidla do pultu, vždy když není s ruční brzdou manipulováno. Jinak by mohlo dojít ke zranění kolemjdoucího. Při správném postavení obsluhy by nemělo docházet k nechtěnému tlačení či tahání ovládání.

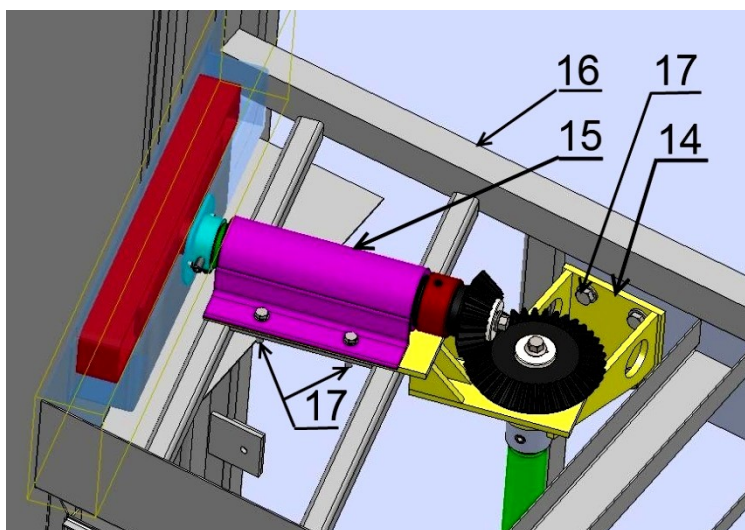
Pokud by v praxi došlo ke stížnosti na případné samovolné nebo nechtěné zasouvání ovládání, mechanismus bude doplněn o pojistku, podobnou jako v případě pojištění zasunuté polohy ovládání.



Obr. 5.3 Řez novým ovládáním ruční brzdy

5.1.2 Nové uložení ovládání ruční brzdy a ozubeného převodu.

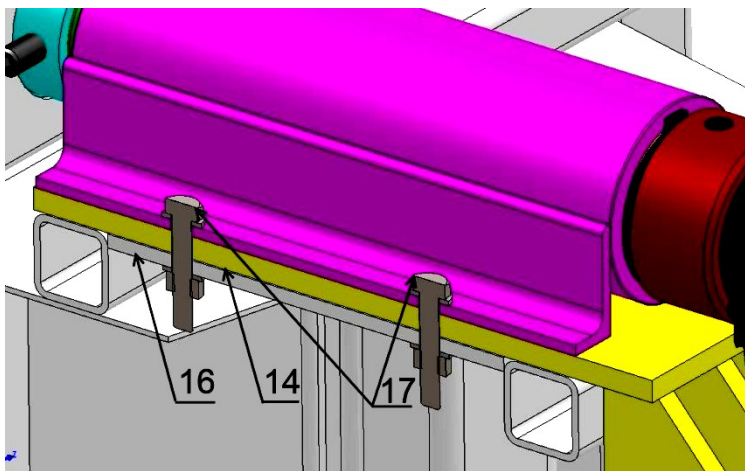
Uložení se provedlo jeden svařenec posazený do pultu a upevněný šrouby do rámu kabiny obsluhy. Bylo nutné zajistit vzájemnou správnou polohu ozubených kol. To by se těžko uskutečnilo, pokud by uložení ovládání a převodu tzv. úchyt (poz.14, žlutě) nebyl jako jeden celek. Pro dobrou souosost mezi pastorkem a ovládacím mechanismem



Obr. 5.4 Uložení ovládání ruční brzdy a ozubeného převodu

brzdy (poz.15) se využilo možnosti těleso úchyty prodloužit a uložit jej mezi ovládací mechanismus na kostru ovládacího pultu (poz.16). Tak bylo docíleno přesnějšího sestavení a propojení vysouvacího mechanismu ovládání ruční brzdy s pastorkem. Uložení je znázorněno na obrázcích 5.2, 5.3 a 5.4. Detail propojení ovládání ruční brzdy, úchyty a kostra kabiny v obrázku 5.5 níže.

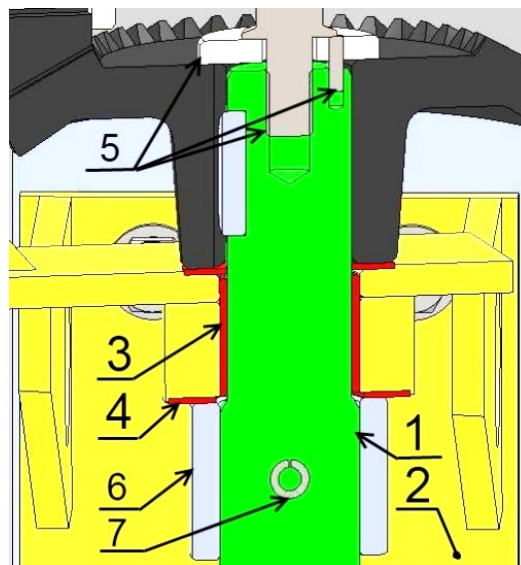
V detailu na obr. 5.5 můžeme vidět ukotvení celého ovládání. Ovládání je ukotveno k pultu přes upevňovací trubku (poz.18), což je svařenec trubky a dvou profilů L. Profil L je opatřen dvojicí oválných otvorů pro šrouby (poz.17) z důvodu přesného sestavení ozubeného pastorku a kola. Výškové nastavení je možno řešit distančními plechy vloženými pod dosedací plochu tohoto uložení.



Obr. 5.5 Detail uložení k rámu pultu

5.1.3 Úprava uložení vřetene a ozubeného kola

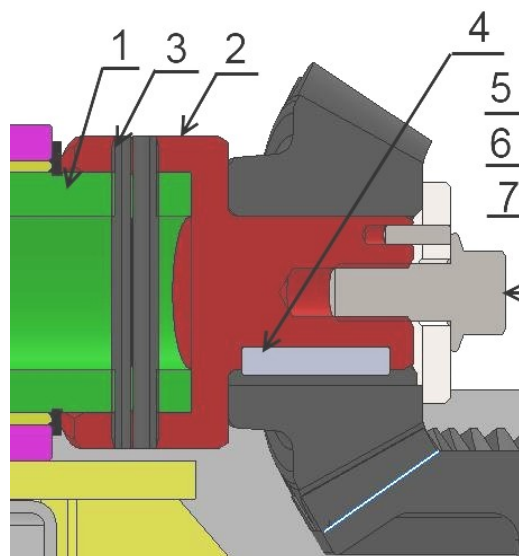
V principu uložení vřetene (poz.1) do nového uložení ozubeného převodu (poz.2), v původním řešení zvaného ložisko brzdý, zůstalo stejné jako v původním řešení (viz obr. 4.2). Došlo však k výměně kluzných ložisek za modernější (typ DU a DX – s teflonovým kluzným povrchem, poz.3 a 4). Kuželové ozubené kolo je pojištěno normalizovanou hřídelovou deskou, kolíkem a šroubem (poz.5) proti samovolnému uvolnění během provozu. Zespol uložení převodu se opírá stavěcí kroužek (poz.6), který je usazen při montáži a zajištěn pružným kolíkem (poz.7). Jeho funkcí je zamezit vysouvání vřetene. Umístění součástí je na obr. 5.6



Obr. 5.6 Uložení ozubeného kola v novém uložení převodu

5.1.4 Propojení ovládání ruční brzdý s ozubeným kuželovým převodem

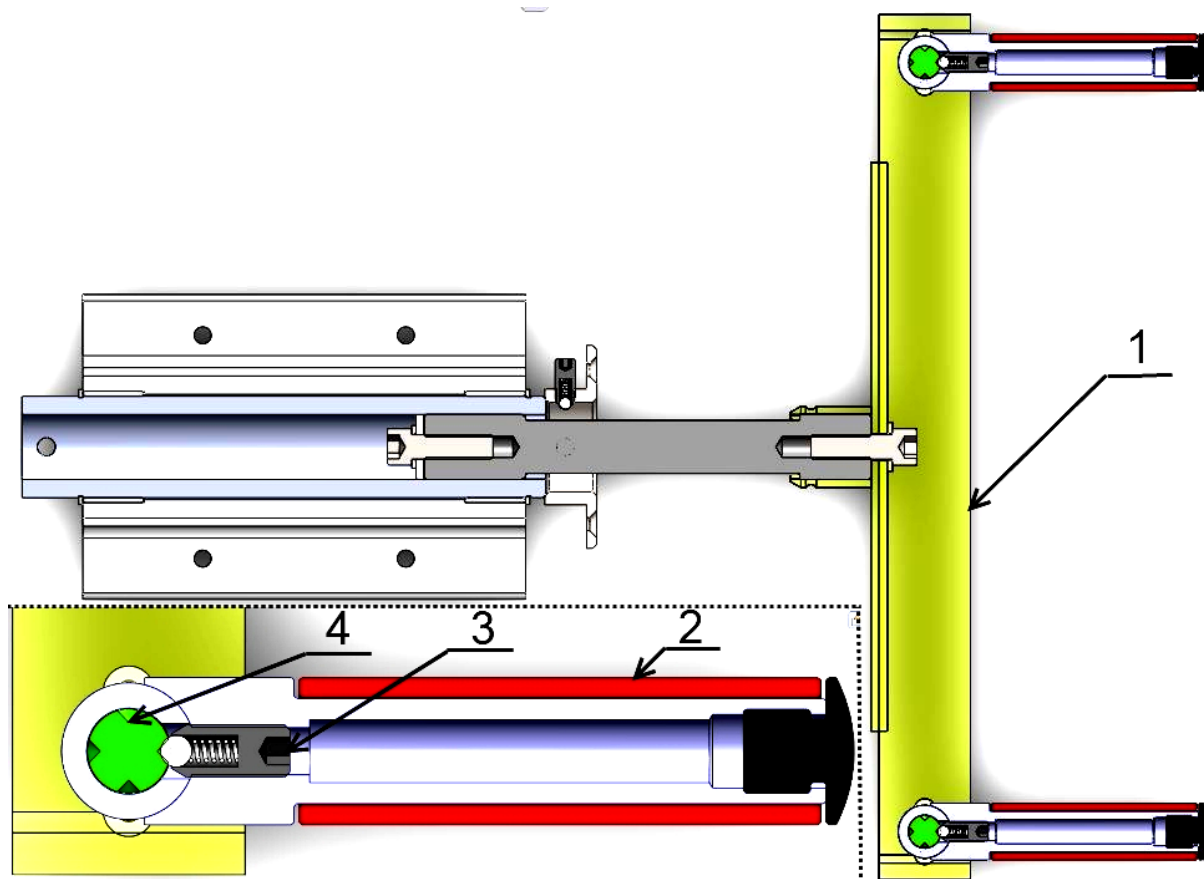
Obr. 5.7 je výsuvný mechanismus spojen s pastorkem pomocí redukce (poz.2). Ta je nasazena na otočné trubce (poz.1). Spolu jsou propojeny pružným kolíkem (poz.3). Způsob propojení pomocí redukce byl zvolen z důvodu použití původního pastorku a nového ovládání, tak aby spoj byl rozebíratelný. Točivý moment mezi redukcí a pastorkem se přenáší pomocí pera a drážky (poz.4).



Obr. 5.7 Spojení ovládání s převodem

5.1.5 Sestavení výsuvného mechanismu se sestavou vratidla

Na sestavě vratidla (poz.1) bylo pracováno mým kolegou, už před zadáním této práce. Po dořešení výsuvného mechanismu, popsaného v kap. 5.1.1, byla zhotovena kompletní sestava ovládání ruční brzdy. Pro komplexní představu sestavu vratidla stručně popíši v obr. 5.8.

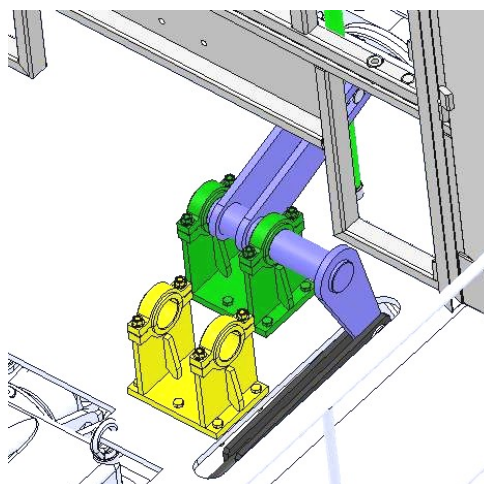


Obr. 5.8 Sestava vratidla s ovládáním ve vysunuté poloze a detail provedení rukojeti

Sestava vratidla se skládá ze svařeného rámu (poz.1), k němuž je připojen čep rukojeti (poz.3). Čep má po obvodu 4 drážky tvaru V pro zapadnutí kuličky závrtného šroubu (poz.4) zašroubovaného v těle rukojeti (poz.2). Pomocí čepu a šroubu s kuličkou dojde k vymezení krajních poloh rukojeti. Takto je umožněno složení vratidla a dochází tak k značné úspoře místa v ovládacím pultu. Obdobné řešení se používá u většiny vratidel ručních brzd.

6 Nová poloha ložiska otočné páky

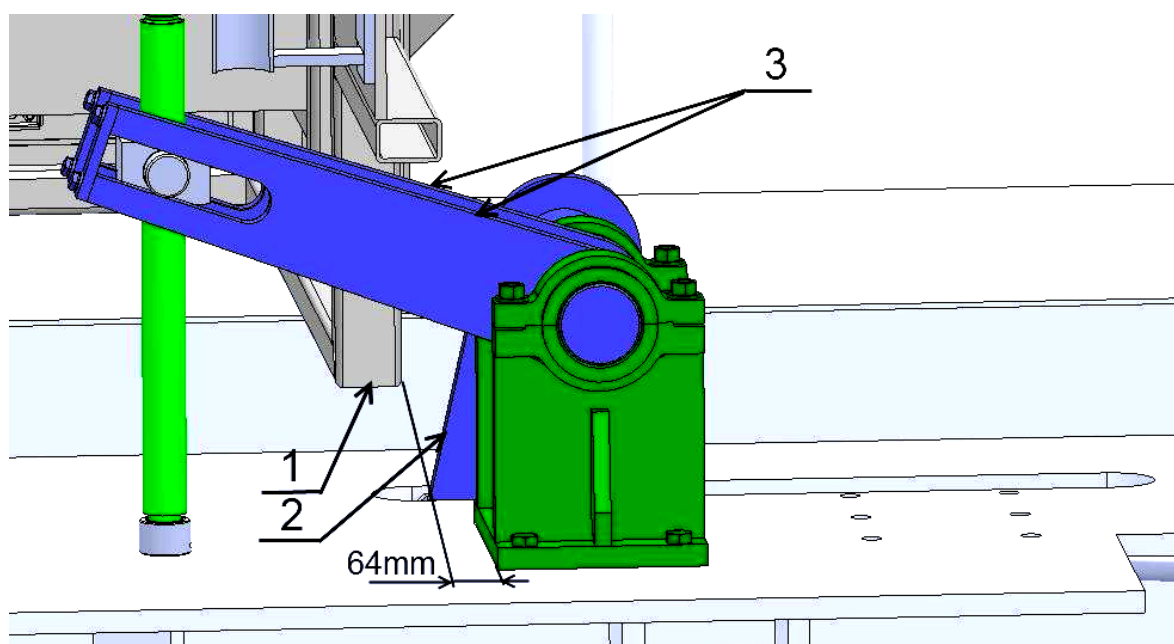
Poté, co byly konstrukčně a prostorově vyřešeny předešlé uzly ruční brzdy, mohla se určit nová poloha ložiska otočné páky ruční brzdy. Byla snaha dostat uložení co nejbližší k vřetení, nejlépe však do stejné vzdálenosti jako u původního řešení. V obr. 6.1 si můžete všimnout, kde bylo původní ložisko otočného hřídele (vykresleno žlutě) a kde bude jeho poloha po inovaci (vykresleno zeleně).



Obr. 6.1 Původní (žlutě) a nová poloha ložiska (zeleně)

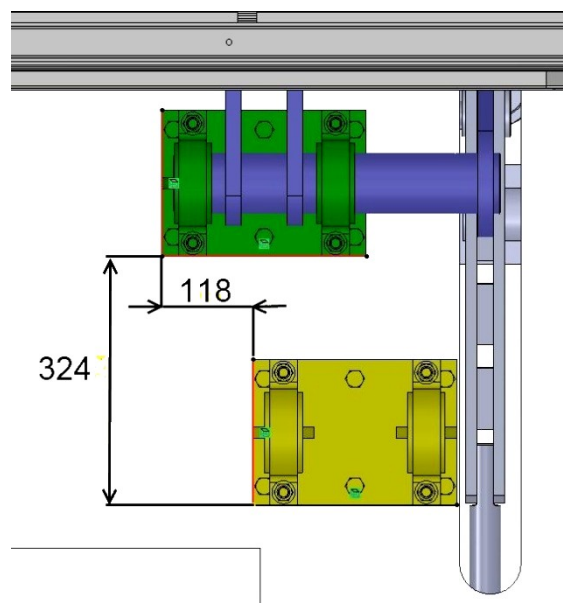
Drážka v podlaze umožňující volný pohyb ramene otočné páky musela, být prodloužena. S polohou táhla ruční brzdy se nijak nemanipulovalo. Přineslo by to mnoho komplikací.

Z obr. 6.2 je vidět poloha ložiska od rámu stěny (poz.1) kabiny obsluhy. Ložisko musí být vzdáleno od této stěny cca 64 mm, tak aby nedošlo ke kolizi ramene otočné páky (poz.2) se stěnou kabiny. Vzdálenost vřetene od ložiska otočné páky tedy již nebude zachována a bylo nutné provést prodloužení dvojice ramen (poz.3). Tím se také trochu zvětší převodový poměr a zatížení tohoto pákového převodu. Změna nebyla veliká, a tak není očekáván negativní vliv. Součásti budou pevnostně překontrolovány ve výpočtové části.



Obr. 6.2 Odsazení ložiska otočné páky od kabiny

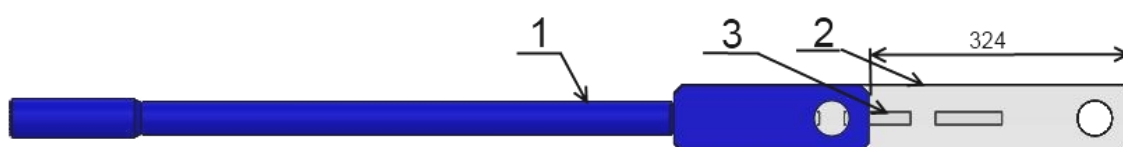
Na obr. 6.3 je zakótována nová poloha (zelená) ložiska vzhledem k původní (žluté). O délku 324 mm se tak muselo prodloužit táhlo ruční brzdy.



Obr. 6.3 Zakótované polohy uložení otočné páky

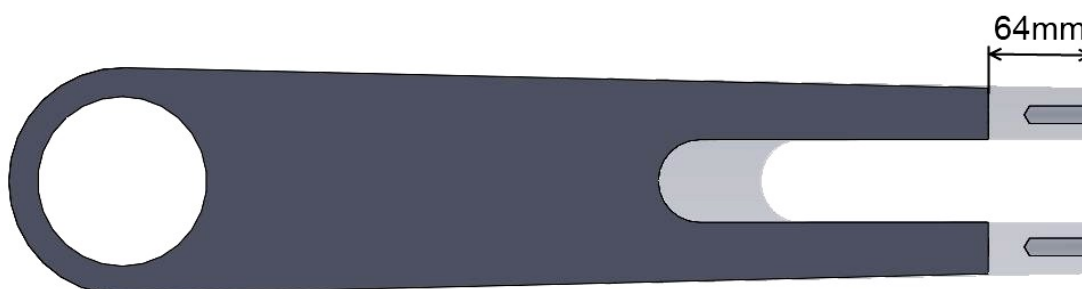
6.1 Změna táhel ruční brzdy a ramene otočné páky

Koncová část nového táhla ruční brzdy (poz.2) po prodloužení byla vyztužena malými ocelovými hranolky (poz.3). Ty se svarem připevní a vznikne tak táhlo odolnější k případným deformacím. Koncová část byla prodloužena o 324 mm na délku 552 mm. Znázorněno na obr. 6.4.



Obr. 6.4 Původní a nové táhlo ruční brzdy

Rameno hřídele brzdy bylo prodlouženo o vzdálenost odsazení ložiska otočné páky, jak je možno vidět na obr. 6.5. Došlo k prodloužení středové části ramene a koncová funkční část ramene, která zabírá na čepech kamene, zůstala rozměrově zachována.



Obr. 6.5 Původní a nové rameno hřídele brzdy

7 Výpočtová část práce

Výpočtová část práce se dá rozdělit na dvě části. V první části budou počítány některé výpočty vyžadované při zásahu do konstrukce mechanismu brzdy železničními předpisy [1]. Druhá část se zabývá kontrolními výpočty silových účinků v hlavních částech ruční brzdy, dotčených inovací.

7.1 Stanovení celkového převodového poměru ruční brzdy

Celkový převodový poměr ruční brzdy i_H se skládá z převodového poměru pákoví i_{PA} , převodového poměru soukolí i_S a převodového poměru mezi roztečnou kružnicí rukojetí vratidla a posuvu kamene brzdy i_K . Jeho stanovení je potřebné pro následné dosazení do výpočtu přítlaku na brzděná kola.

Hodnoty proměnných se určily z konstrukčního provedení brzdy. Jsou znázorněny v příloze [A] v kinematickém a rozměrovém schématu brzdy.

$$i_H = i_{PA} \cdot i_S \cdot i_K [-] \quad (1)$$

$$i_H = \left(\frac{e}{f} \cdot \frac{g}{d} \cdot \frac{a+b}{a} \right) \cdot \frac{z_2}{z_1} \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot r}{P_h} = \left(\frac{408}{280} \cdot \frac{580}{190} \cdot \frac{300+300}{300} \right) \cdot \frac{40}{24} \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot 189,5}{12} = 1471 [-]$$

Převodový poměr pákoví

$$i_{PA} = \frac{e}{f} \cdot \frac{g}{d} \cdot \frac{a+b}{a} [-]$$

Převodový poměr ozubeného soukolí

$$i_S = \frac{z_2}{z_1} = \frac{40}{24} = 1.67 [-]$$

Převodový poměr vratidlo \rightarrow vřeteno

$$i_K = \frac{2 \cdot \pi \cdot r}{P_h} [-]$$

$P_h = 12$ [mm]stoupání závitu vřetene pro Tr 40 x 12 (P2)

7.2 Celková brzdná síla všech zdrží na brzděná kola

Celková brzdná síla se stanoví dle [1] (normy UIC 544-1). Celková brzdná síla se počítá pro všechny zdrže na dvojkolích. Se zjištěnou silou F_B se dále počítá ve výpočtu dosažitelného sklonu lokomotivy.

$$F_B = F_K \cdot i_H \cdot \eta_H - 2 \cdot F_F \cdot i_P \cdot \eta_P - F_R \cdot i_R \cdot \eta_R \text{ [N]} \quad (2)$$

$$F_B = 350 \cdot 1471 \cdot 0,19 - 2 \cdot 4905 \cdot 2,63 \cdot 0,8 = 77181 \text{ [N]}$$

i_H [–]je celkový převodový poměr ruční brzdy

$\eta_H = 0,19$ [–]je celková předpokládaná účinnost ruční brzdy předepsaná dle [1], poměrně přísné snížení účinnosti bere v potaz hrubé zanedbání údržby.

$F_K = 350$ [N].....síla rukou působící na vratidlo

$F_F = 4905$ [N].....max. síla vratné pružiny pneumatického brzdného válce, převzatá z původní dokumentace [2], poz.15 v obr. 2.5, dvě pružiny sestavě

$i_P = 2,63$ [–]převodový poměr pákoví od vratné pružiny, výpočet výše.

$\eta_P = 0,8$ [–]..... předpokládaná celková účinnost pákoví, daná dle [1]

Člen $F_R \cdot i_R \cdot \eta_R$ ve vztahu (2) vypadává z důvodu neexistence vratné pružiny zdrže vyvolávající vratnou sílu F_R u typu brzdy pro T 334.

$F_R = 0$ [N].....je síla vratné pružiny zdrže [N]

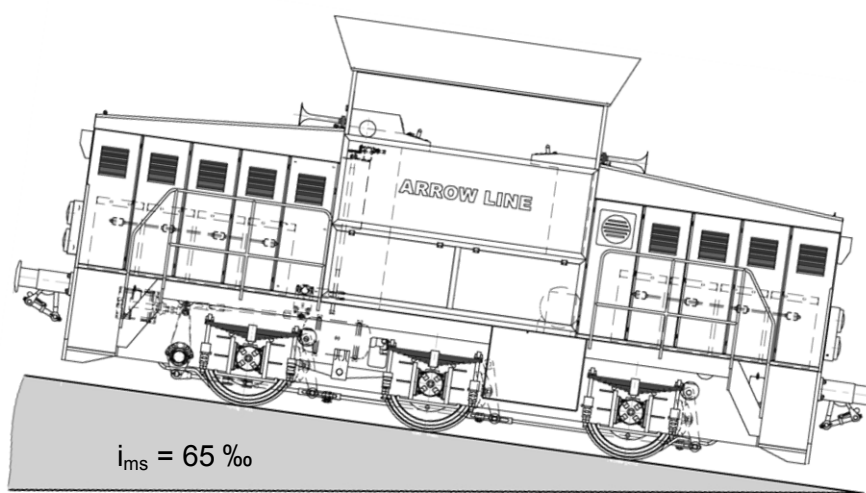
Převodový poměr pákoví od vratné pružiny

$$i_P = \frac{a+b}{a} \cdot \frac{c}{d} = \frac{300+300}{300} \cdot \frac{250}{190} = 2,63 \text{ [–]}$$

Hodnoty jsou převzaty z přílohy [A].

7.3 Výpočet dosažitelného sklonu v zabrzděném stavu

Dosažitelný sklon i_{ms} se počítá pro samostatně stojící lokomotivu. Výpočet se řídí dle [1] (UIC544-1). Touto normou je také stanoven minimální požadovaný sklon tratě, na kterém musí samostatně stojící (zabrzděná) lokomotiva zůstat stát. Požadovaný minimální sklon tratě je 40 ‰. Tato hodnota je hranicí pro použití adhezního typu lokomotivy. Nad touto hodnotou sklonu tratě se používá typ ozubnicové lokomotivy z důvodu postupné ztráty adhezních sil mezi kolejnicí a kolem nápravy.



Obr. 7.1 Teoreticky dosažitelný sklon tratě ruční brzdou

$$i_{ms} = \frac{F_B}{m \cdot g} \cdot \mu_{stat} \cdot 1000 \cdot \frac{r_m}{r_h} [\text{‰}] \quad (3)$$

Poloměry r_m a r_h se rovnají pro daný typ brzdy, tedy $\frac{r_m}{r_h} = 1 [-]$

r_m střední poloměr brzdění daným typem brzdy

r_h poloměr použitého kola

$$i_{ms} = \frac{77181}{42000 \cdot 9.81} \cdot 0,35 \cdot 1000 = 65,6 \cong 65 [\text{‰}]$$

$i_{ms} = 65 \geq 40 [\text{‰}] \rightarrow$ vyhovuje podmínce

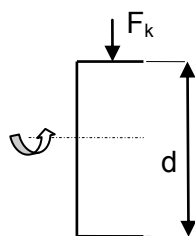
$m = 42 [\text{t}] = 42000 [\text{kg}]$ max. provozní hmotnost lokomotivy

$g = 9.81 [\text{m} \cdot \text{s}^{-2}]$ konstanta gravitačního zrychlení

8 Výpočet hlavních sil zatěžujících mechanismus brzdy a pevnostní kontrola vybraných závislých částí

Ač se vstupní parametry na ruční brzdě nezměnily, v některých částech došlo ke změně rozměrů. To mělo za následek změnu převodových poměrů a závislých silových účinků. Jako akční vstupní veličina je síla F_K . Její hodnotu 350 N jsem zvolil z předpokladu působení obou rukou na vratidlo při utahování ruční brzdy. Jelikož děj utahování brzdy nenastává často a okamžik působení síly obvykle netrvá déle jak 2 s, hodnota síly F_K nepřekračuje dovolené zatížení organismu dle platných nařízení vlády a zákonů z oblasti bezpečnosti práce a ochrany zdraví při práci (ke dni odevzdání této práce).

8.1 Výpočet momentu T_1 vyvozeného strojvůdcem na vratidlo ruční brzdy



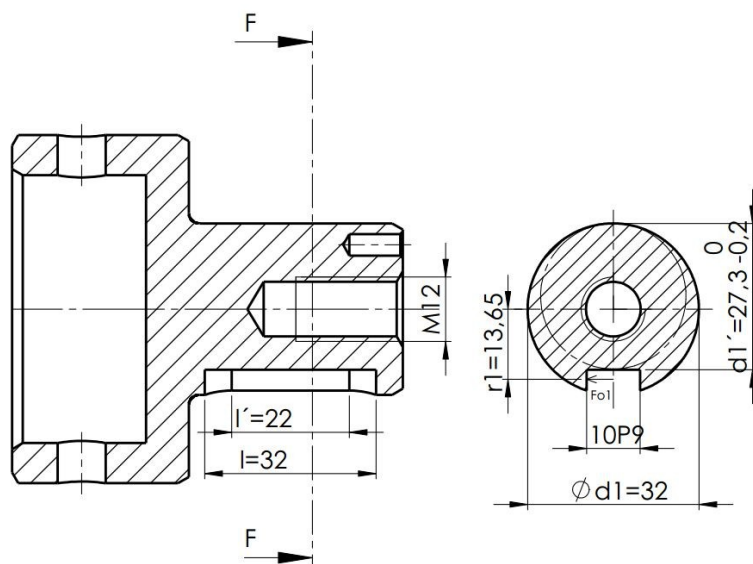
$$T_1 = F_K \cdot \frac{d}{2} = 350 \cdot \frac{379}{2} = 66325 \text{ [N} \cdot \text{mm]}$$

Obr. 8.1 Schéma zatížení vratidla

$d = 379 \text{ mm}$ roztečný průměr rukojetí vratidla brzdy

8.2 Kontrola pera redukce a hřídelové části redukce

Umístění redukce je znázorněno na obr. 5.7, její provedení pak na obr. 8.2. Kontrola byla provedena na hřídelové části z důvodu měkčího materiálu redukce. V potaz byla vzata menší nosná délka l' pera v náboji pastorku, tudíž pokud skutečný tlak p bude menší než dovolený tlak $p_D = 50 \text{ MPa}$, otláčení pera v náboji s tvrdším materiálem pastorku musí taktéž vyhovovat. Dovolené napětí bylo voleno s ohledem na občasné používání pro materiál 11 373.



Obr. 8.2 Schematicky zkrácená redukce pro kontrolu pera

8.2.1 Kontrola pera redukce – otláčení

$$p \leq p_D \text{ [MPa]}$$

$$p = \frac{F_{o1}}{S_1} = \frac{F_{o1}}{l' \cdot t} = \frac{4859}{22 \cdot 4,7} = 47 \text{ [MPa]} \leq p_D = 50 \text{ [MPa]} \gg \text{otlačení je v dovolených mezích}$$

$$F_{o1} = \frac{T_1}{r_1} = \frac{66325}{13,65} = 4859 \text{ [N]}$$

$$r_1 = \frac{d_1}{2} - \frac{t}{2} = \frac{32}{2} - \frac{4,7}{2} = 13,65 \text{ [mm]}$$

$F_{o1} = 4859 \text{ [N]}$ Síla působící na nosnou plochu pera

$r_1 = 13.65 \text{ [mm]}$ Poloměr, na kterém působí síla na drážku F_{o1}

Specifikace: pero těsné 10P9 x 8 x 32 ČSN 02 2562.

8.2.2 Kontrola hřídelové části redukce – krut

I když původní rozměr hřídelové části korespondoval s průměrem novým, kontrola byla provedena, jelikož průřez je do značné míry oslaben dírou se závitem M12 pro zajištění pastorku v axiálním směru. Oslabení závitem je znázorněno v obr. 8.2.

$$\tau_k \leq \tau_{kD} \text{ [MPa]}$$

$$\tau_k = \frac{T_1}{W_k} = \frac{T_1 \cdot \eta_u}{\frac{\pi}{16} \cdot \frac{d_1'^4 - d^4}{d_1'}} = \frac{66325 \cdot 0,97}{\frac{\pi}{16} \cdot \frac{27,3^4 - 12^4}{27,3}} = 16,7 \text{ [MPa]}$$

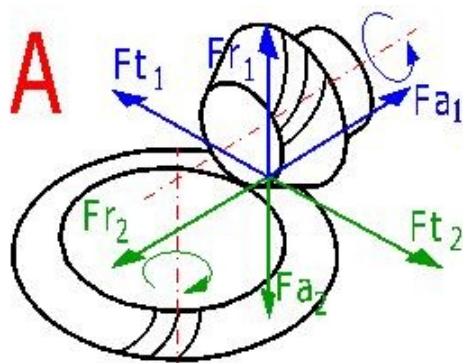
$$16,7 \leq 80 \text{ [MPa]} \gg \text{krut je v dovolených mezích}$$

$\tau_{kD} = 80 \text{ [MPa]}$, voleno pro materiál 11 373 s ohledem na statické zatížení a občasné používání.

$d = 12 \text{ [mm]}$velký průměr závitu M12 [5]

$\eta_u = 0,97 \text{ [-]}$odhadovaná účinnost ovládání ruční brzdy

8.3 Výpočet sil v ozubení a jeho pevnostní kontrola



Obr. 8.3 Schematický rozbor sil na ozubení [10]

Tabulka č. 1 Zadané hodnoty ozubení

Kolo		Pastorek
40	zuby	24
3,75	$m_n [-]$	3,75
20	$\alpha_t [^\circ]$	20
	nebroušené	
	běžné	
11508.1	materiál	11508.1
1,67	převodový poměr $[-]$	1,67
59,036	úhel kužele roztečný $\delta [^\circ]$	30,964

8.3.1 Výpočet sil na ozubení

$$F_{t1} = \frac{2 \cdot T_1 \cdot \eta_u}{d_{m1}} = \frac{2 \cdot 66325 \cdot 0,97}{74,565} = 1725 \text{ [N]}$$

$$F_{r1} = F_{t1} \cdot \operatorname{tg} \alpha_t \cdot \cos \delta_1 = 1725 \cdot \operatorname{tg}(20^\circ) \cdot \cos(30,964^\circ) = 538 \text{ [N]}$$

$$F_{a1} = F_{t1} \cdot \operatorname{tg} \alpha_t \cdot \sin \delta_1 = 1779 \cdot \operatorname{tg}(20^\circ) \cdot \sin(30,964^\circ) = 323 \text{ [N]}$$

$$F_{N1} = \frac{F_{t1}}{\cos \alpha_t} = \frac{1779}{\cos(20^\circ)} = 1836 \text{ [N]}$$

$$F_{r1} = F_{a2}, F_{r2} = F_{a1}$$

Hodnota δ byla zjištěna z geometrie ozubení z přílohy [B] vypočtené programem [7].

Tabulka č. 2 Přehled sil v ozubení

Kolo	síly	Pastorek
1725	tečná síla $F_{t1,2}$ [N]	1725
323	radiální síla $F_{r1,2}$ [N]	538
538	axiální síla $F_{a1,2}$ [N]	323
1836	normální síla F_N [N]	1836

8.4 Pevnostní kontrola soukolí dle ČSN 01 4686

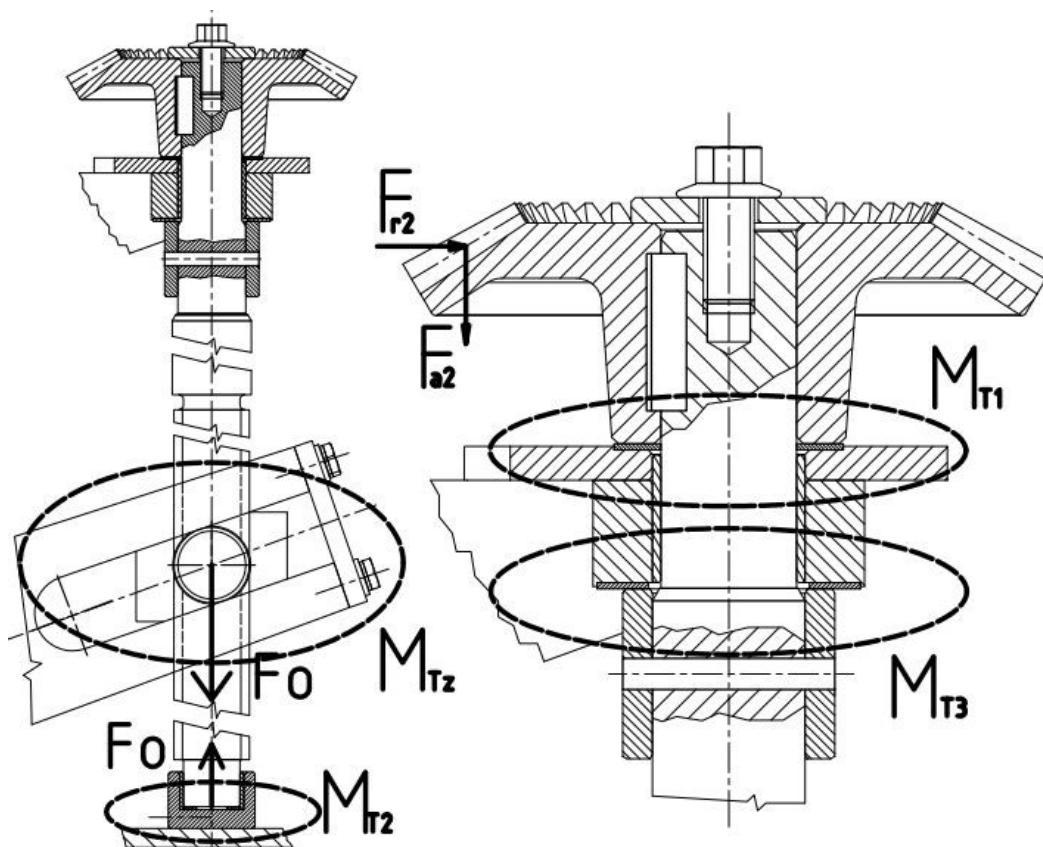
σ_{F1}	= 65.0	σ_{F2}	= 60.9	σ_{H1}	= 463.0	σ_{H2}	= 463.0
σ_{FP1}	= 330.0	σ_{FP2}	= 330.0	σ_{HP1}	= 370.0	σ_{HP2}	= 370.0
S_{F1}	= 5.080	S_{F2}	= 5.418	S_{H1}	= 0.799	S_{H2}	= 0.799
σ_{Fmax1}	= 129.9	σ_{Fmax2}	= 121.8	σ_{Hmax1}	= 654.7	σ_{Hmax2}	= 654.7
σ_{FPmax1}	= 660.0	σ_{FPmax2}	= 660.0	σ_{HPmax1}	= 742.0	σ_{HPmax2}	= 742.0
K_F	= 1.560	K_{Fv}	= 1.000	σ_{H01}	= 370.7	σ_{H02}	= 370.7
$K_{F\alpha}$	= 1.200	$K_{F\beta}$	= 1.300	K_H	= 1.560	K_{Hv}	= 1.000
Y_{ϵ}	= 0.662	Y_{β}	= 1.000	$K_{H\alpha}$	= 1.200	$K_{H\beta}$	= 1.300
Y_{Fs1}	= 3.843	Y_{Fs2}	= 3.603	K_A	= 1.000	K_{AS}	= 2.000
Y_{Fa1}	= 2.566	Y_{Fa2}	= 2.234	Z_{ϵ}	= 0.870	Z_H	= 2.495
Y_{Sa1}	= 1.498	Y_{Sa2}	= 1.613	Z_{R1}	= 1.000	Z_{R2}	= 1.000
				Z_E	= 191.646	Z_{β}	= 1.000

Obr. 8.4 Výsledky kontroly ozubení dle ČSN 4606

Kontrola byla provedena za pomoci programu [2]. Bezpečnost v dotyku S_H je 0,8. Toto poddimenzování můžeme považovat za přijatelné. V tomto daném případě soukolí v závěrečné fázi, kdy začíná působit největší zatížení, neplní svou funkci za rotace, ale je skoro statické. Celkově používání brzdy není časté. Teoreticky 2x za směnu. Tedy opotřebení v dotyku, které by mohlo nastat, není tak závažné. Ani vznik vad ozubení případným opotřebením v dotyku nebude tak dramatický a závažný. Bezpečnost v ohybu je S_F 5,08, tato hodnota je považována za dostačující.

8.5 Výpočet sil na vřetení ruční brzdy a pevnostní kontrola vřetene

Základním prvkem pro výpočet konkrétních sil na vřetení je osová síla F_o ve vřetení, která vzniká na dvouchodém rovnoramenném lichoběžníkovém závitě Tr 40 x 12 (P2). Na vřeteno přichází točivý moment T_2 z ozubeného kuželového kola. Po závitě vřetene začne při utahování stoupat kámen (poz.8, obr. 2.5). Současně se začíná pohybovat otočná páka (poz.9, obr. 2.5). V okamžiku kdy začíná docházet ke svírání kola lokomotivy brzdou zdrží, otočná páka klade odpor a vzniká tak mezi kamenem a spodním koncem vřetene osová síla F_o . Ta pak vytváří zatížení celého mechanismu brzdy. Síla F_o byla získána z rozboru momentových účinků na vřetení a v jeho uložení. Na obr. 8.5 jsou znázorněny oblasti vzniku jednotlivých třecích momentů. Ty byly následně vyjádřeny a zpětně po dosazení osově síly F_o i vypočteny.



Obr. 8.5 Vyznačení momentů působící na vřeteno

Základní hodnoty závitu na vřeteni z [5]:

Označení: Tr 40x12(P2) ČSN 01 4050 - rovnoramenný lichoběžníkový dvouchodý závit

$$Ph = 12 \text{ [mm]}$$

$$d_2 = 37 \text{ [mm]}$$

$$P = 6 \text{ [mm]}$$

$$d_3 = 33 \text{ [mm]}$$

8.6 Kontrola platnosti podmínky samosvornosti závitu

$$\varphi' \geq \psi$$

$$\psi = \arctg \frac{Ph}{\pi \cdot d_2} = \arctg \frac{12}{\pi \cdot 37} = 5,9^\circ$$

$$\varphi' = \arctg \frac{f_z}{\cos \cdot \alpha/2} = \arctg \frac{0,18}{\cos \cdot 15^\circ} = 10,6^\circ$$

$10,6^\circ \geq 5,9^\circ$.. podmínka samosvornosti splněna

$f_z = 0,18 [-]$ součinitel tření na závitu, zvolen s ohledem na prašné pracovní prostředí

8.7 Výpočet osové síly F_o na vřetení

Ve výpočtu F_o se vycházelo z rovnice momentových účinků na vřeteně. V úvahu se vzala čtyři místa, kde dochází ke tření a tedy ke ztrátám. Tyto místa na vřetení jsou označeny na obr. 8.5 (M_{T1} , M_{T2} , M_{T3} , M_{Tz}). Postupně se jednotlivé třecí momenty vyjádřily příslušnými silovými poměry a na konec dosadili do rovnice momentových účinků (4). Z této rovnice pak mohla být vyjádřena síla F_o .

8.7.1 Rovnice momentových účinků na vřeteně:

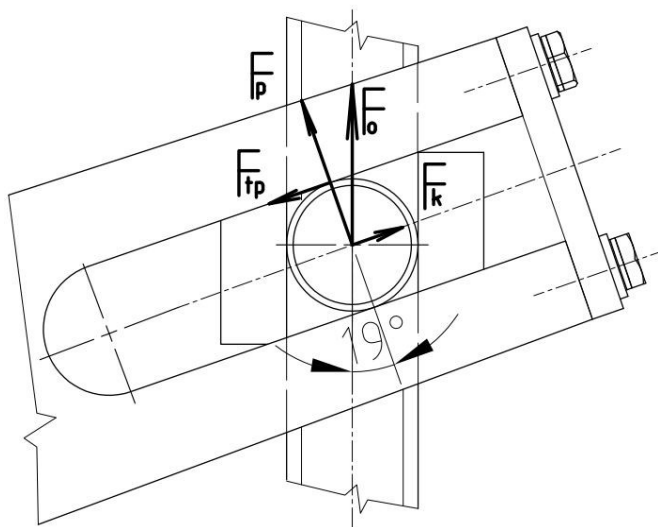
$$\sum M_i = 0 \text{ [N} \cdot \text{mm]}$$

$$T_2 = M_{T1} + M_{T2} + M_{T3} + M_{Tz} \quad (4)$$

Rovnice vychází z myšlenky zachování energie. Na vřeteně je přiveden točivý moment T_2 z kuželového převodu. Vzniklá osová síla F_o však vychází z momentu, který je přiveden na závit vřeteně. A to je točivý moment T_2 ponížený o součet třecích momentů na vřetení. Neboli vstupní moment T_2 je roven třecím (ztrátovým) momentům.

8.7.2 Silový rozbor na hlavním uzlu mechanismu

Hlavním uzlem je myšleno místo, kde kámen působí na dvojici ramen otočné páky. Silový rozbor je proveden v odhadované mezní poloze. Odhad byl proveden vycházející z 3D zpracování modelu mechanismu brzdy. Poloha natočení otočné páky se bude měnit v čase. A to především s opotřebením brzdových zdrží. Také záleží na původním seřízení táhel brzdy při montáži. Úhel α natočení otočné páky byl odhadnut na $\alpha_{max} = 19 [^\circ]$. Případné důsledky ve výpočtech způsobení nepřesností odhadu úhlu α_{max} , jsou pokryty konečnou bezpečností jednotlivých součástí.



Obr. 8.6 Silové poměry v hl. uzlu mechanismu

V ose vřeteně mezi kamenem a patou vřeteně tedy vzniká osová síla F_o . Ta působí pod úhlem α_{max} na dvojici ramen skrz čepy na kameni. Do ramen otočné páky tedy působí síla F_p , která je složkou síly F_o . Druhou složkou F_o působící na kámen je síla F_k .

Působením F_p vzniká na stykových plochách ramen otočné páky a čepech kamene třecí síla F_{tp} . Pro výpočet zatížení vřetene od sil F_{tp} a F_k , bylo přijato zjednodušení, že síla F_{tp} působí ve středu kamene. Kde se vektorově sečte se silou F_k a vznikne výslednice zatěžující vřeteno ohybem a tlakem, znázorněno na obr. 8.7.

Modře dosazené hodnoty a výsledky, jsou dopsány a vypočteny dodatečně po vyjádření osové síly F_o z obecného zadání. Takto dopočteny jsou ty veličiny, které přispěly ke komplexnější představě zatížení mechanismu. Platí pro celou práci.

Síly působící na kameni:

$$F_p = F_o \cdot \cos(\alpha_{max}) = 15993 \text{ [N]}$$

$$F_k = F_o \cdot \sin(\alpha_{max}) = 5507 \text{ [N]}$$

$$F_{tp} = F_p \cdot f_p = 15993 \cdot 0,3 = 4798 \text{ [N]}$$

Vektorový součet sil

$$F_{vk} = F_k - F_{tp} = 5507 - 4796 = 709 \text{ [N]}$$

$$F_{vk} = F_o \cdot \sin(\alpha_{max}) - F_o \cdot \cos(\alpha_{max}) \cdot f_p \text{ [N]}$$

Rozložení výslednice F_{vk}

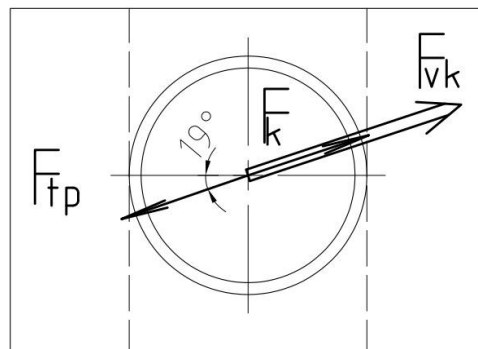
$$F_{vka} = F_{vk} \cdot \sin(\alpha_{max}) = 231 \text{ [N]}$$

$$F_{vkr} = F_{vk} \cdot \cos(\alpha_{max}) = 670 \text{ [N]}$$

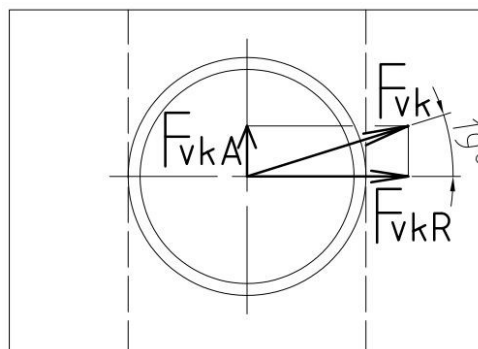
$$\alpha_{max} \approx 19^\circ$$

Rozklad výslednice F_{vk} se provedl do dvou složek a to do osy vřetene a kolmo k ose vřetene.

Složky F_{vka} a F_{vkr} budou použity dále v práci.



Obr. 8.7 Vektorové sečtení sil



Obr. 8.8 Rozložení Fvk do složek

Hodnoty součinitelů tření použité ve výpočtu třecích momentů na vřeteni

$f_1 = 0,08 \text{ [—]}$ součinitel tření pro axiální kluzné ložisko pod ozubeným kolem

$f_2 = 0,05 \text{ [—]}$ součinitel tření pro axiální kluzné ložisko v patním ložisku

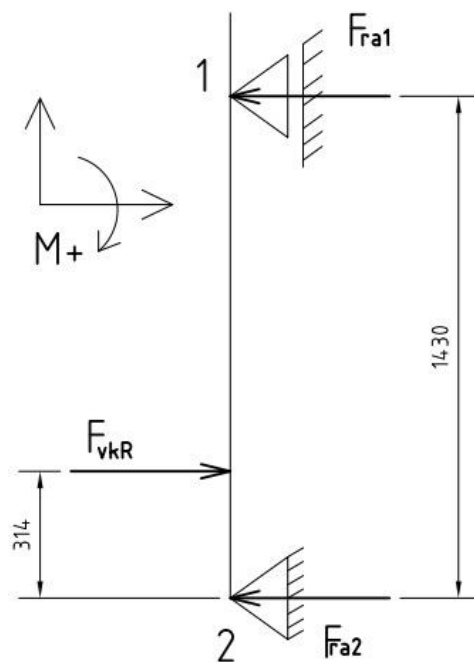
$f_3 = 0,10 \text{ [—]}$ součinitel tření pro radiální kluzné ložiska na vřeteni

$f_p = 0,3 \text{ [—]}$ součinitel tření na stykové ploše ramene ot. páky a čepe kamene

Hodnoty součinitelů dle grafu v katalogu kluzných ložisek na jimpo.cz [4] a dle ST [5].

8.7.3 Výpočet reakcí v uložení vřetene od působení síly F_{vk}

Složky F_{vKA} a F_{vKR} působí na vřeteno v momentě dotahování ruční brzdy. Síla F_{vKA} se celá zachytí na uložení soukolí ozubeného převodu (poz.14, obr. 5.5) přes pružný kolík a stavěcí kroužek (poz.7 a 6, obr. 5.6). Síla F_{vKR} působící kolmo na osu vřetene vytváří reakce v radiálních kluzných ložiscích. Ty se pak promítají do třecích momentů. Síla F_{vKR} v momentu zabrzdění je ve výšce 314 mm od středu patního radiálního kluzného ložiska. To bylo zjištěno z 3D modelu v předpokládané mezní poloze kamene. Vzdálenost radiálních kluzných ložisek vřetene je 1430 mm. Výpočet reakcí vychází z obr. 8.9.



Obr. 8.9 Schéma zatížení vřetene od F_{vKR}

$$\sum F_{iy} = 0 \rightarrow F_{vKR} - F_{ra1} - F_{ra2} = 0$$

$$\sum M_{i1} = 0 \rightarrow F_{vKR} \cdot 314 - F_{ra1} \cdot 1430 = 0$$

$$F_{ra1} = \frac{F_{vKR} \cdot 314}{1430} = \frac{670 \cdot 314}{1430} = 147 \text{ [N]}$$

$$F_{ra2} = F_{vKR} - F_{ra1} = 670 - 147 = 523 \text{ [N]}$$

8.7.4 Sestavení třecích momentů

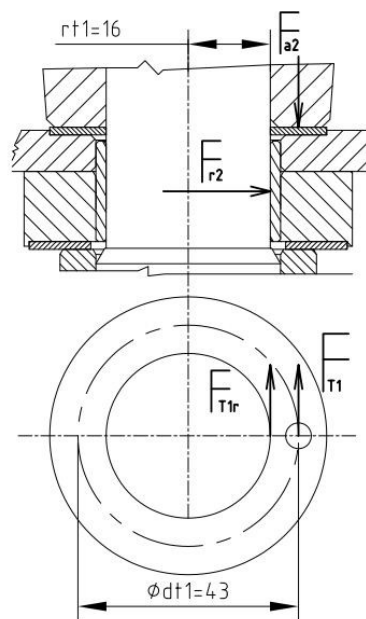
Třecí moment M_{T1} : Vyskytuje se v uložení soukolí dle obr. 8.5. Do tohoto momentu byl zahrnut účinek sil vzniklé na kuželovém ozubení. Síla F_{a2} tvoří třecí sílu na axiálním kluzném ložisku (typ WC30DU). Síla F_{r2} tvoří třecí sílu na radiálním kluzném ložisku (typ 3230DU). Spolu vytváří třecí moment Zakresleno v obr. 8.10.

$$M_{T1} = F_{T1} \cdot \frac{d_{t1}}{2} + F_{T1r} \cdot r_{t1} \text{ [N} \cdot \text{mm]}$$

$$M_{T1} = 44,4 \cdot \frac{43}{2} + 33,3 \cdot 16 = 1487 \text{ [N} \cdot \text{mm]}$$

$$F_{T1} = F_{a2} \cdot f_1 = 538 \cdot 0,08 = 43 \text{ [N]}$$

$$F_{T1r} = F_{r2} \cdot f_3 = 323 \cdot 0,1 = 32,3 \text{ [N]}$$



Obr. 8.10 Síly v M_{T1}

Třecí moment M_{T3} : Vyskytuje se v uložení soukolí dle obr. 8.5. Do tohoto momentu byl zahrnut účinek sil vzniklé od působení síly F_o na kámen. Třecí moment M_{T3} se skládá ze dvou třecích momentů. A to M_{T3A} , který vznikne působením síly F_{vKA} na axiální kluzné ložisko (typ WC35DU). Tak vzniká třecí síla F_{T3A} . Druhý moment M_{T3r} vznikl působení třecí síly F_{T3r} na třecím poloměru $d_{t3r}/2$ radiálního kluzného ložiska (typ 3230DU). Silové poměry jsou zakresleny v obr. 8.11.

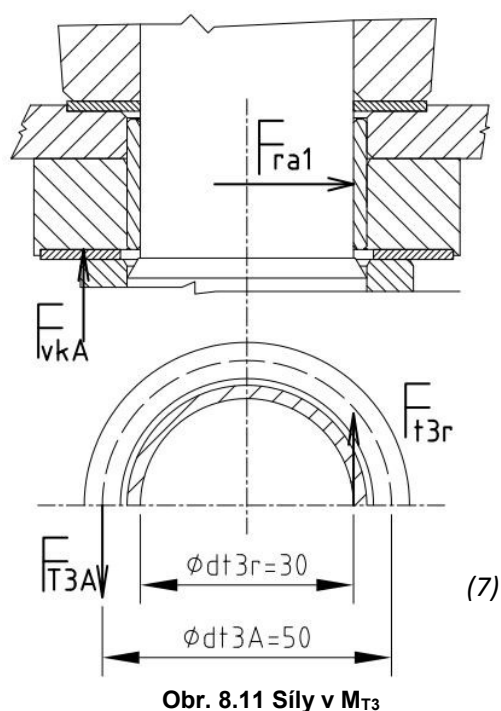
$$M_{T3} = M_{T3A} + M_{T3r} = 578 + 220 = 798 \text{ [N} \cdot \text{mm]}$$

$$M_{T3A} = F_{T3A} \cdot \frac{d_{t3A}}{2} \text{ [N} \cdot \text{mm]}$$

$$F_{T3A} = F_{vKA} \cdot f_3 \text{ [N]}$$

$$M_{T3r} = F_{T3r} \cdot \frac{d_{t3r}}{2} \text{ [N} \cdot \text{mm]}$$

$$F_{T3r} = F_{ra1} \cdot f_3 \text{ [N]}$$



Obr. 8.11 Síly v M_{T3}

Třecí moment M_{T2} : Vyskytuje se v patním ložisku dle obr. 8.5. Do tohoto momentu byl zahrnut účinek sil vzniklé od působení síly F_o na kámen. Třecí moment M_{T2} se skládá ze dvou třecích momentů. A to M_{T2A} , který vznikne působením síly F_o na axiální kluzné ložisko (typ WC16DU). Tak vzniká třecí síla F_{T2A} na třecím poloměru $d_{t2A}/2$. Druhý moment M_{T2r} vznikl působení třecí síly F_{T2r} na třecím poloměru $d_{t2r}/2$ radiálního kluzného ložiska (typ 3220DU). Silové poměry jsou zakresleny v obr. 8.11.

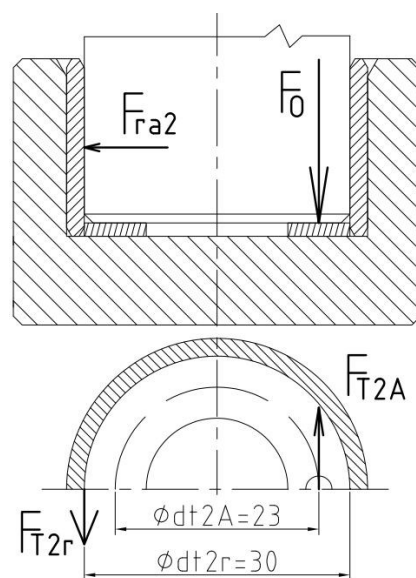
$$M_{T2} = M_{T2A} + M_{T2r} = 9726 + 785 = 10511 \text{ [N} \cdot \text{mm]}$$

$$M_{T2A} = F_{T2A} \cdot \frac{d_{t2A}}{2} \text{ [N} \cdot \text{mm]}$$

$$F_{T2A} = F_o \cdot f_2 \text{ [N]}$$

$$M_{T2r} = F_{T2r} \cdot \frac{d_{t2r}}{2} \text{ [N} \cdot \text{mm]}$$

$$F_{T2r} = F_{ra2} \cdot f_3 \text{ [N]}$$



Obr. 8.12 Síly v M_{T2}

Třecí moment na závitě M_{TZ} : Při vtahování (utahování) kamene (matice) vzniká na závitě proti pohybu elementu matice třecí síla F_{TZ} . Ta a středním (třecím) poloměru závitě vytváří třecí moment na závitě M_{TZ} .

$$M_{TZ} = F_{TZ} \cdot \frac{d_2}{2} = \mathbf{92688} \text{ [N} \cdot \text{mm]}$$

$$F_{TZ} = F_o \cdot \operatorname{tg}(\psi + \varphi') \cdot \frac{d_2}{2} \text{ [N]}$$

Vstupní moment T_2 :

$$T_2 = T_1 \cdot i_s \cdot \eta_u \cdot \eta_s = 1,67 \cdot 0,97 \cdot 0,98 = \mathbf{105291} \text{ [N} \cdot \text{mm]}$$

$$\eta_s = 0,98 \text{ [-]} \dots\dots\dots \text{předpokládaná účinnost kuželového ozubeného soukolí}$$

8.7.5 Kontrola správnosti F_o

Po dosazení všech třecích momentů do rovnice (4), se mohla vyjádřit osová síla F_o .

ad.(4) dosazení obecných rovnic a vyjádření síly F_o v příloze [C]

Po získání hodnoty F_o se mohly dopočíst hodnoty jednotlivých třecích momentů, které jsou zapsány výše u obecných vyjádření třecích momentů.

$$\mathbf{F_o = 16914} \text{ [N]} \dots\dots \text{osová síla v závitě vřetene vyjádřená v příloze [C]}$$

Dosazení vypočtených hodnot momentů do (4) na vřeteno.

$$T_2 = M_{T1} + M_{T2} + M_{T3} + M_{TZ} \text{ [N} \cdot \text{mm]}$$

$$105291 = 1487 + 10511 + 798 + 92688 \text{ [N} \cdot \text{mm]}$$

$$105291 = 105484 \text{ [N} \cdot \text{mm]} \dots\dots\dots \text{výsledek je považován za přijatelný}$$

Rozdíl hodnot je 193 [N · mm] odchylka způsoben zaokrouhlováním

8.8 Účinnost závitě vřetene

$$\eta_{\uparrow} = \frac{F_o \cdot d_2 \cdot \operatorname{tg}(\psi)}{T_2 \cdot 2} = \frac{16914 \cdot 37 \cdot \operatorname{tg}(5,9)}{105291 \cdot 2} = 0,31 \rightarrow 31\%$$

$$\eta_{\downarrow} = 1 - \frac{\operatorname{tg}(\varphi' - \psi)}{\operatorname{tg}(\varphi')} = 1 - \frac{\operatorname{tg}(10,6 - 5,9)}{\operatorname{tg}(10,6)} = 0,56 \rightarrow 56\%$$

Účinnosti vypočteny podle [6]. Jejich hodnoty jsou uspokojující.

8.9 Kontrola vřetene a otláčení závitu kamene

Byla provedena statická kontrola vřetene hypotézou podle Guesta. Vřeteno je namáháno složeným napětím (Tlak+Ohyb+Krut). Nejnamáhanější částí vřetene je závitová část. Následně se kontrolovalo, zda nedojde k překročení dovoleného napětí v tlaku mezi závity (matice) kamene a vřetene.

8.9.1 Pevnostní kontrola vřetene (šroubu) dle Guesta

$$\sigma_{redš} = \sqrt{(\sigma_{Dš} + \sigma_{oš})^2 + 4 \cdot \tau_{š}^2} \leq \sigma_{dov}$$

$$\sigma_{Dš} = \frac{Fo}{Sš} = \frac{Fo}{\frac{\pi \cdot d_3^2}{4}} = \frac{16914}{\frac{\pi \cdot 33^2}{4}} = 19.8 \text{ [MPa]}$$

$$\tau_{š} = \frac{M_{Tz}}{W_k} = \frac{Fo \cdot tg(\psi + \varphi') \cdot \frac{d_2}{2}}{\frac{\pi \cdot d_3^3}{16}} = \frac{16914 \cdot tg(5,9 + 10,6) \cdot \frac{37}{2}}{\frac{\pi \cdot 33^3}{16}} = 13 \text{ [MPa]}$$

$$\sigma_{oš} = \frac{M_{oš}}{W_o} = \frac{F_{ra1} \cdot (1430 - 314)}{\frac{\pi \cdot d_3^3}{32}} = \frac{147 \cdot (1430 - 314)}{\frac{\pi \cdot 33^3}{32}} = 46.5 \text{ [MPa]}$$

$$\sigma_{redš} = \sqrt{(19.8 + 46.5)^2 + 4 \cdot 13^2} = 71 \leq 81 \text{ [MPa]} \gg \text{rekukované napětí je v mezích}$$

$$\sigma_{dov} = \frac{R_e}{k_s} = \frac{245}{3} = 81 \text{ [MPa]}$$

$\sigma_{dov} = 81 \text{ [MPa]}$ pro materiál 11 500 – původní

8.9.2 Kontrola závitu kamene

$$H_1 = \frac{d - D_1}{2} = \frac{40 - 34}{2} = 3 \text{ [mm]}$$

$$z = \frac{B}{P} - z' = \frac{58}{6} - 1 = 8,66 \gg 8 \text{ nosných závitů}$$

$$p = \frac{Fo}{\pi \cdot d_2 \cdot H_1 \cdot z} \leq p_D$$

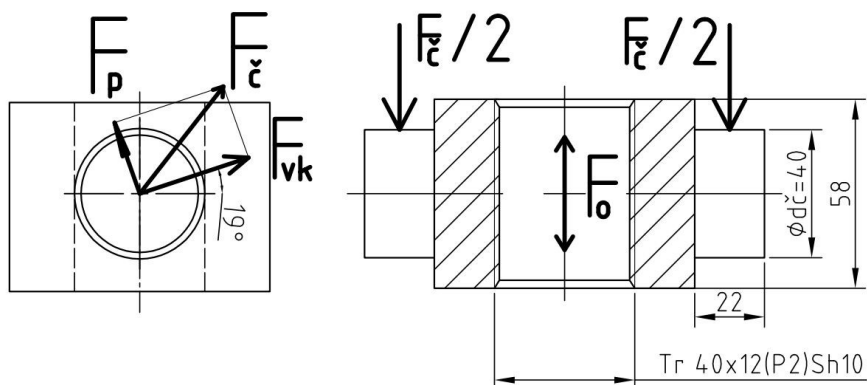
$$p = \frac{16914}{\pi \cdot 34 \cdot 3 \cdot 8} = 6,6 \leq 35 \text{ [MPa]} \gg \text{Závity na kontrolu otláčení s velkou rezervou vyhovují.}$$

$z' = 1 [-]$ jeden závit nezapočítán pro náběh a výběh závitu

$B = 58 \text{ [mm]}$ výška závitu kamene (obr. 8.13),

$H_1 = 34 \text{ [mm]}$ nosná hloubka závitu z [5]

8.9.3 Kontrola čepu kamene na ohyb



Obr. 8.13 Síla na čepu kamene

Čepy, které přenášejí sílu F_p , jsou namáhány ohybovým napětím. Silové poměry na čepu jsou znázorněny v obrázku 8.13.

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} = \frac{\frac{F_c}{2} \cdot \frac{22}{2}}{\frac{\pi \cdot d_c^3}{32}} = \frac{\frac{16009}{2} \cdot \frac{22}{2}}{\frac{\pi \cdot 40^3}{32}} = 14 \leq 81 [\text{MPa}]$$

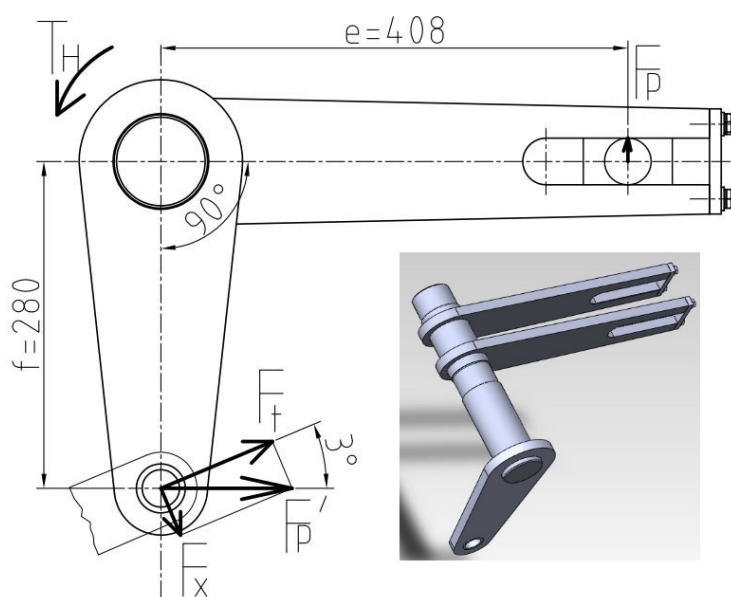
$\sigma_{oD} = 81 [\text{MPa}]$ volím pro materiál 11 500 – původní

Celková síla na oba čepy:

$$F_c = \sqrt{F_p^2 + F_{vk}^2} = \sqrt{15993^2 + 709^2} = 16009 [\text{N}]$$

8.10 Výpočet zatížení a kontrola hřídele otočné páky ruční brzdy

Síla F_p se přenáší z páru ramen na třetí rameno skrz hřídel. Ten je tak primárně namáhán na krut. V mezní poloze otočné páky však vzniká síla F_x v místě napojení na táhlo ruční brzdy. Po rozložení síly F_x do pravoúhlých složek (obr 8.15) zjistíme, jak namáhá přepisový konec hřídele. V mezní poloze natočení otočné páky, je táhlo pod přibližným úhlem $\beta=3^\circ$. Silový rozbor na obr. 8.14.



Obr. 8.14 Zatížení hřídele otočné páky

Výpočet síly F_p' přenesené otočnou pákou:

$$F_p' = F_p \cdot \frac{e}{f} = 15993 \cdot \frac{408}{280} = 23304 \text{ [N]}$$

Výpočet tahové síly F_t v táhlu:

$$F_t = F_p' \cdot \cos(\beta) = 23304 \cdot \cos(3) = 23272 \text{ [N]}$$

$F_t = 23272 \text{ [N]}$ síla táhla v max. natočení

Výpočet F_x , F_{xx} , F_{xy} :

$$F_x = F_p' \cdot \sin(\beta) = 23304 \cdot \sin(3) = 1220 \text{ [N]}$$

$$F_{xx} = F_x \cdot \sin(\beta) = 1220 \cdot \sin(3) = 64 \text{ [N]}$$

$$F_{xy} = F_x \cdot \cos(\beta) = 1220 \cdot \cos(3) = 1218 \text{ [N]}$$

Kontrola hřídele:

Hřídel je namáhán především na krut, ale v mezní poloze natočení otočné páky se působením síly F_{xx} přidá i ohybové napětí. Hřídel byla prodloužena vzhledem k nové poloze uložení otočné páky (obr. 6.3). Její průměrové rozměry zůstaly zachovány. Z důvodu delšího konce hřídele, na kterém působí σ_{oH} , byla provedena statická kontrola v místě (A, obr. 8.16) předvídaného největšího napětí dle metody HMM.

Statická kontrola hřídele analyticky:

$$\sigma_{red} = \sqrt[2]{\sigma_{oH}^2 + 3 \cdot \tau_H^2} \leq \sigma_{dov}$$

$$\sigma_{oH} = \frac{F_x \cdot \cos(\beta) \cdot x}{W_o} = \frac{1218 \cdot \cos(3) \cdot 195}{\frac{\pi \cdot 75^3}{32}} = 5,7 \text{ [MPa]}$$

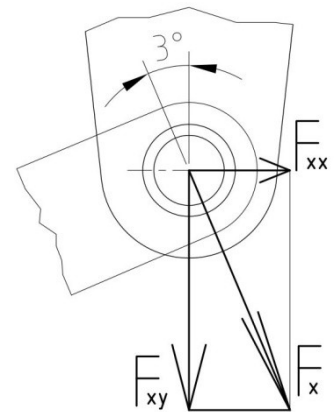
$$T_H = F_p \cdot e = 15993 \cdot 408 = 6525144 \text{ [N} \cdot \text{mm]}$$

$$\tau_H = \frac{T_H}{W_k} = \frac{6525144}{\frac{\pi \cdot 75^3}{16}} = 78,8 \text{ [MPa]}$$

$$\sigma_{redš} = \sqrt[2]{5,7^2 + 3 \cdot 78,8^2} = 137 \leq 167 \text{ [MPa]} \gg \text{hřídel vyhovuje}$$

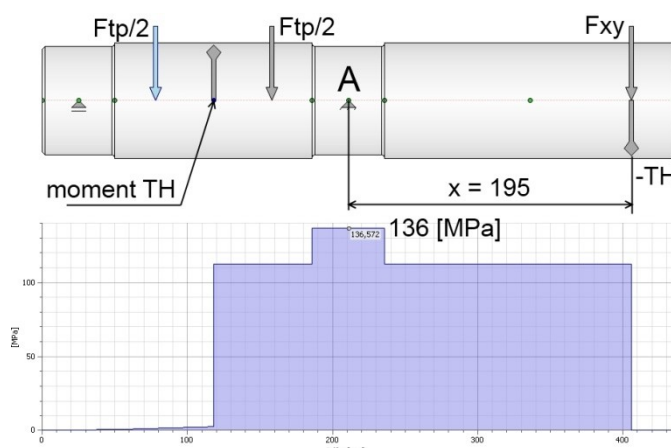
$$\sigma_{dov} = \frac{R_e}{k_s} = \frac{333}{2} = 167 \text{ [MPa]} \dots \text{Re voleno pro materiál 11 523}$$

$T_H = 6\,525\,144 \text{ [N} \cdot \text{mm]}$ točivý moment přenášený hřídelem otočné páky



Obr. 8.15 Rozklad síly F_x

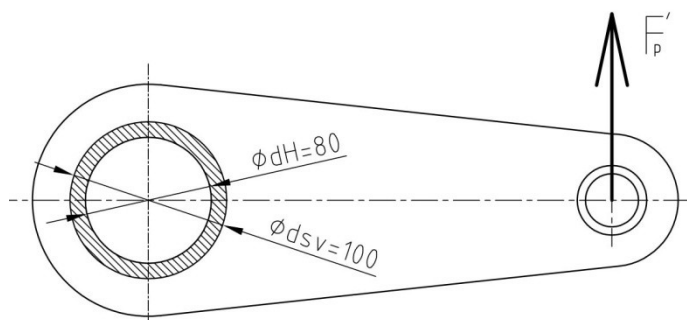
Na obr. 8.16 je vykreslen průběh redukovaného napětí pro stav kdy dochází k zabrzdění a tedy k největšímu namáhání. Analytický výpočet statické kontroly hřídele otočné páky byl zkontrolován v programu Autodesk Inventor [8]. Výsledky lze považovat za srovnatelné, tedy správné.



Obr. 8.16 Výsledné redukované napětí na hřídeli [8]

8.11 Kontrola svaru ramene páky

Ramena na hřídeli otočné páky jsou připevněny pomocí svarových spojů. Svary jsou oboustranné. Charakteristický rozměr $a = 10$ mm. Zatížení svaru ramene k táhlu ruční brzdy na obr. 8.17.



Obr. 8.17 Sklopení nosné plochy svaru do roviny zobrazení

$$\phi d_{sv} = d_H + 2 \cdot a = 80 + 2 \cdot 10 = 100 \text{ [mm]}$$

$$\tau_H \leq \tau_{Dov}$$

$$\tau_H = \frac{T_H}{W_k} = \frac{6525144}{\frac{\pi}{16} \cdot \frac{d_{sv}^4 - d_H^4}{d_{sv}}} = \frac{6525144}{2 \cdot \frac{\pi}{16} \cdot \frac{100^4 - 80^4}{100}} = 28 \text{ [MPa]}$$

$21 \leq 60$ [MPa]napětí je v dovolených mezích.

$\tau_{sd} = 60$ [MPa] Dovolené napětí v krutu, zvoleno pro materiál 11 500

Kontrola spojení svarem byla provedena pouze na znázorněném rameni otočné páky. Stejný typ a velikost svaru byl použit pro spojení dvojice ramen na hřídel. Zatížení na tomto svaru bude podstatně menší a vzhledem k výsledku výše uvedené kontroly svar vyhoví.

9 Závěr

Postupným řešením se podařilo dosáhnout stanovených cílů práce.

- Bylo analyzováno původní řešení mechanismu ruční brzdy a po zvážení možných alternativ bylo přikročeno k řešení.
- Podařilo se vyřešit zabudování nového návrhu ruční brzdy do řídicího pultu.
- Na základě nové polohy uložení mechanismu ruční brzdy, byly upraveny dílčí prvky ovládacího mechanismu.
- Byl stanoven nový převodový poměr upraveného pákoví a celého mechanismu.
- Byl určen dosažitelný sklon lokomotivy a porovnán dle UIC 544-1.
- Provedené nezbytné kinematické a silové výpočty ovládacího mechanismu poskytly uspokojivé výsledky.
- Navržené nové a upravené součásti původní, byly podrobeny pevnostním výpočtům a nebyl shledán nevyhovující člen, mechanismus je v pořádku.
- Byl zakreslen nový sestavný výkres ruční brzdy a zhotoveny výrobní výkresy nově zkonstruovaných vybraných dílů uvedené mezi přílohami práce.

Výsledky této bakalářské práce budou využity ve spolupráci s firmou Arrow line a.s. k dokončení projektu renovace kolejového tří – nápravového tahače T 334.

Seznam zdrojů:

- [1] UIC 544-1 V. *Bremse: Bremsleistung*. 4. vydání. Paříž: Internationaler eisenbahnverband, 2004.
- [2] ČKD PRAHA. *Kusovníky a technické podmínky: K albu výkresů motorové lokomotivy T334.0-III.série*. 1. vydání. Praha, 1965.
- [3] ČKD PRAHA. *Album výkresů motorové lokomotivy T334.0-III.série*. 1. vydání. Praha, 1965.
- [4] JINPO s.r.o, DU/DUB Dry bearings. [online]. [cit. 2012-05-13].
- [5] LEINVEBER, Jan a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky*. 1. vydání. Úvaly: ALBRA, 2003. ISBN 80-86490-74-2.
- [6] DOC.KALÁB. *Konstrukční návrh a výpočet ručního šroubového zvedáku*. Ostrava, 2009. Vysokoškolská příručka.
- [7] Němček M.: Program Geometrie – Kontrola geometrie ozubených kol, verze 3, 2008
- [8] Autodesk, Inc.: Autodesk Inventor professional 2010
- [9] ARROW LINE a.s. *HNACÍ VOZIDLA A ZAŘÍZENÍ* [online]. [cit. 2012-05-13]. Dostupné z: <http://arrowline.cz/kolejova-vozidla-posunovadla.html>
- [10] ING.PETELE, Miroslav. Kuželové ozubení s přímými, šikmými a zakřivenými zuby. [online]. [cit. 2012-05-13].
- [11] ZÍTKO Martin. *ŽELEZNIČNÍ VŮZ* [online]. [cit. 2012-05-13]. Dostupné z: <http://vagony.cz/vagony/vagony.html>
- [12] Němček M.: *Program CSNw – ČSN 01 4686*, verze 1.2, 10/2008

Seznam příloh

- [A] Schéma brzdy lokomotivy řady T 334
- [B] Tabulka výsledků geometrického výpočtu ozubení
- [C] Vyjádření osových sil v závitě vřetene F_o

Seznam výkresů

- LIN102-1-00 Sestava ruční brzdy – Ren.
- LIN102-10-01 Úprava hřídele
- LIN102-00-45 Redukce